

工學博士 學位論文

船舶 推進軸系 整列에 影響을 미치는
船體 變形에 관한 研究

A Study on Hull Deflections Effecting the Ship's
Propulsion Shafting Alignment

指導教授 金 義 玗

2006年 8月

韓國海洋大學交 大學院

機械工學科 李 容 鎮

목 차

List of Figures	iii
List of Tables	viii
Abstract	x
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	5
1.3 논문의 내용 및 구성	7
제 2 장 축계 정렬의 이론적 해석	10
2.1 기본식의 유도	10
2.2 절점방정식의 해법	15
2.3 반력영향계수의 계산	17
제 3 장 축계 베어링 반력 측정법	19
3.1 잭업에 의한 방법	19
3.2 스트레인 게이지에 의한 방법	34
제 4 장 측정 데이터를 이용한 베어링 읍셋 및 선체 변형 해석	46
4.1 유전 알고리즘	46
4.2 역분석에 의한 베어링 읍셋 및 선체 변형 계산 절차	53
4.3 유한요소법과 역분석에 의한 선체 변형 결과 비교 분석	62
제 5 장 역분석에 의한 실선 축계 베어링 읍셋 결과 및 분석	66

5.1 실선의 베어링 읍셋 해석	66
5.2 역분석에 의한 실선의 축계 베어링 읍셋 해석	68
제 6 장 선체 변형에 관한 결과 및 분석	104
6.1 해석된 베어링 읍셋을 이용한 선체 변형 해석 절차	104
6.2 실선의 선체 변형 해석	106
제 7 장 결 론	121
참 고 문 헌	123
후 기	

List of Figures

Fig. 2.1 Unequal section beam	10
Fig. 2.2 Coordinate system of beam element and forces of end-section	13
Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments	14
Fig. 2.4 Management processing of supporting points	16
Fig. 2.5 Nodal point displacement	17
Fig. 3.1 Jack-up curve	20
Fig. 3.2 Jack-up curve for analysis	22
Fig. 3.3 Jack-up measurement of bearing reactions inside diesel engine	24
Fig. 3.4 Jack-up curve for main engine bearing	24
Fig. 3.5 Jack-up curve on the unload condition	25
Fig. 3.6 Jack-up measurement for aftmost main bearing	27
Fig. 3.7 Dial gauge position for aftmost main bearing jack-up measurement ..	27
Fig. 3.8 Reaction measurement of intermediate shaft bearing	31
Fig. 3.9 Jack-up curve of intermediate shaft bearing	31
Fig. 3.10 Bearing(B) and jack(J) position for jack-up measurement	32
Fig. 3.11 Wheatstone bridge connection	35
Fig. 3.12 Strain curve of shaft	36
Fig. 3.13 Schematic diagram of bearing reaction force	39
Fig. 3.14 Jack-up curve for intermediate shaft bearing	40
Fig. 3.15 Schematic diagram of intermediate shaft bearing(a)	41
Fig. 3.16 Schematic diagram of intermediate shaft bearing(b)	41
Fig. 3.17 Free body diagram(a)	41
Fig. 3.18 Free body diagram(b)	42
Fig. 3.19 Shafting system for alignment	44
Fig. 3.20 Modeling for shafting alignment calculation	45
Fig. 3.21 Comparison between calculated and measured bending moments	45

Fig. 4.1 Basic structure of genetic algorithm	47
Fig. 4.2 A binary-coded chromosome	48
Fig. 4.3 A real-coded chromosome	48
Fig. 4.4 Strain gauge installation and equipment	54
Fig. 4.5 Data processing	55
Fig. 4.6 DasyLab software for processing, graphing and storage	56
Fig. 4.7 Bending moments obtained by Dasylab software	56
Fig. 4.8 Bearing reaction measuring points	57
Fig. 4.9 Window screen for reverse analysis	58
Fig. 4.10 Output from reverse analysis	59
Fig. 4.11 Actual bearing offset converted from reverse analysis output	59
Fig. 4.12 Hull deflections between after stern tube Brg and No.1 M/E Brg	60
Fig. 4.13 Coordinate system	61
Fig. 4.14 Large container vessel shafting for shafting alignment analysis	62
Fig. 4.15 Drydock condition with no hull deflections	62
Fig. 4.16 Bearing reactions under drydock	63
Fig. 4.17 Hull deflections under ballast still water condition	63
Fig. 4.18 Bearing reactions under ballast still water condition	64
Fig. 4.19 Hull deflections under laden still water condition	64
Fig. 4.20 Bearing reactions under laden still water condition	65
Fig. 4.21 Hull deflection comparison under ballast still water condition	65
Fig. 5.1 Strain gauge positions installed(a)	69
Fig. 5.2 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(a)	71
Fig. 5.3 Shaft bending moments of each condition(a)	71
Fig. 5.4 Bearing reaction forces of each condition(a)	72
Fig. 5.5 Bearing offset under drydock and launching conditions(a)	74
Fig. 5.6 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(a)	74

Fig. 5.7 Bearing offset under bearing final adjustment and ballast APT full conditions	75
Fig. 5.8 Bearing offset under bearing final adjustment and laden APT full conditions	75
Fig. 5.9 Bearing offset under ballast APT empty and ballast APT full conditions	76
Fig. 5.10 Bearing offset under ballast APT full and laden APT full conditions	76
Fig. 5.11 Strain gauge positions installed(b)	78
Fig. 5.12 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(b)	78
Fig. 5.13 Shaft bending moments of each condition(b)	79
Fig. 5.14 Bearing reaction forces of each condition(b)	80
Fig. 5.15 Bearing offset under drydock and launching conditions(b)	81
Fig. 5.16 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(b)	81
Fig. 5.17 Bearing offset under launching and laden(hot) conditions	82
Fig. 5.18 Strain gauge positions installed(c)	84
Fig. 5.19 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(c)	84
Fig. 5.20 Shaft bending moments of each condition(c)	85
Fig. 5.21 Bearing reaction forces of each condition(c)	86
Fig. 5.22 Bearing offset under drydock and launching conditions(c)	87
Fig. 5.23 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(c)	87
Fig. 5.24 Bearing offset under bearing final adjustment and ballast(cold) conditions	88
Fig. 5.25 Bearing offset under bearing final adjustment and laden(hot) conditions	88
Fig. 5.26 Bearing offset under ballast(cold) and laden(hot) conditions	89

Fig. 5.27 Strain gauge positions installed(d)	91
Fig. 5.28 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(d)	91
Fig. 5.29 Shaft bending moments of each condition(d)	92
Fig. 5.30 Bearing reaction forces of each condition(d)	93
Fig. 5.31 Bearing offset under drydock and launching conditions(d)	94
Fig. 5.32 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(d)	94
Fig. 5.33 Bearing offset under bearing final adjustment and laden(cold) conditions	95
Fig. 5.34 Bearing offset under bearing final adjustment and laden(hot) conditions	95
Fig. 5.35 Bearing offset under laden(cold) to laden(hot) conditions	96
Fig. 5.36 Strain gauge positions installed(e)	98
Fig. 5.37 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(e)	99
Fig. 5.38 Shaft bending moments of each condition(e)	100
Fig. 5.39 Bearing reaction forces of each condition(e)	100
Fig. 5.40 Bearing offset under drydock and launching conditions(e)	101
Fig. 5.41 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(e)	102
Fig. 5.42 Bearing offset under bearing final adjustment and normal ballast conditions	102
Fig. 5.43 Bearing offset under bearing final adjustment and heavy ballast conditions	103
Fig. 6.1 Lower and upper limits of hull deflections of 320K crude oil carrier	108
Fig. 6.2 Lower and upper limits of hull deflections of 159K crude oil carrier	111
Fig. 6.3 Lower and upper limits of hull deflections for 105K product carrier	

.....	114
Fig. 6.4 Lower and upper limits of hull deflections for 46K product/chemical carrier	110
Fig. 6.5 Lower and upper limits of hull deflections for 175K bulk carrier	120

List of Tables

Table 3.1	Recommended static main bearing loads of Sulzer engines	28
Table 3.2	Acceptable bearing loads for various engine type of MAN B&W	29
Table 4.1	Strain gauge and related equipment	54
Table 5.1	Specification of the vessel(a)	69
Table 5.2	Specification of the vessel(b)	77
Table 5.3	Specification of the vessel(c)	83
Table 5.4	Specification of the vessel(d)	90
Table 5.5	Specification of the vessel(e)	98
Table 6.1	Hull deflections without consideration of correction value on each condition(a)	107
Table 6.2	Hull deflections with consideration of correction value on each condition(a)	107
Table 6.3	Lower and upper limits of hull deflections(a)	108
Table 6.4	Hull deflections without consideration of correction value on each condition(b)	109
Table 6.5	Hull deflections on each condition(b)	110
Table 6.6	Lower and upper limits of hull deflections(b)	110
Table 6.7	Hull deflections without consideration of correction value on each condition(c)	112
Table 6.8	Hull deflections with consideration of correction value on each condition(c)	113
Table 6.9	Lower and upper limits of hull deflections(c)	113
Table 6.10	Hull deflections without consideration of correction value on each condition(d)	115
Table 6.11	Hull deflections with consideration of correction value on each condition(d)	116

Table 6.12	Lower and upper limits of hull deflections(d)	116
Table 6.13	Hull deflections without consideration of correction value on each condition(e)	118
Table 6.14	Hull deflections with consideration of correction value on each condition(e)	119
Table 6.15	Lower and upper limits of hull deflections(e)	119

A Study on Hull Deflections Effecting the Ship's Propulsion Shafting Alignment

Yong-Jin, Lee

Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

Modern ship hulls of large oil carriers and container carriers have become more flexible with the scantling optimization and an increase in ship length. On the other hand, as the demand for power has increased with the ship size, shaft diameters have become larger and stiffer. Consequently, the alignment of the propulsion shafting system has become more sensitive to hull girder deflections, resulting in difficulties in analyzing the alignment and conducting the alignment procedure. Accordingly, the frequency of shafting alignment related bearing damages has increased significantly in recent years. The alignment related damages are mostly attributed to inadequate analyses, changes in the design of the vessel, inadequate practices of the shipyard in conducting the alignment, and a lack of well defined analytical criteria.

Hull girder deflections are the most significant disturbance that affects the bearing offset after vessel construction. Inability to account for hull deflections may result in poor alignment design with serious consequences on the bearing life. The problem, however, is the difficulty in predicting and evaluating hull deflections.

Hull deflections can be estimated by an analytical approach and by measurements.

The analytical approach is time-consuming and expensive. It requires detailed modeling (e.g., finite element) of the vessel, in particular the stern part, with a comprehensive model of engine room structure, engine and shafting. The analytical approach is seldom undertaken solely for the purpose of investigating hull deflections' effect on the alignment. It is more common to take advantage of the full scale vessel modeling conducted for the dynamic loading analysis (or similar) to extract the data on hull deflections that may be applied in alignment analysis.

The hull deflection analysis by using analytical and measurement approach was conducted for a container vessel and similar results from both methods were obtained. The measurement approach has been the proffered method to analyze hull deflections due to the substantial time and cost involved in the analytical approach.

Hull deflection analysis and the verification of analysis by measurements have been carried out by shipyards as a joint investigation with class societies. However, only one or two vessels have been studied for such research purposes. Accordingly, the analysis results from these research are not adequate for future application.

The purpose of this paper is to make a database of hull deflections on vessels of various type and size through direct measurements. This paper will introduce the hull deflection analysis method using the measurement approach and show the analysis results on the actual vessels. Where hull deflection data obtained by this research will be used for the shafting alignment analysis of similar or identical vessels, time and expense will be reduced, and the bearing damage will be prevented.

This paper consists of 7 chapters.

In chapter 1, the historical background and objectives of this research and the structure of the paper are introduced.

In chapter 2, the theoretical analysis method of propulsion shafting alignment is explained. The three-moment theory method, the matrix finite element method and the transfer matrix method are normally used for the shafting

alignment analysis. Details of the matrix finite element method used in this research are explained in this chapter.

The results of the alignment calculations contain bearing reactions, shear forces and bending moments along the shafting, slope boring details (if applicable) and detailed description of alignment procedure. The alignment calculation is to be performed for theoretically aligned cold and hot conditions of the shafting system with specified alignment tolerances.

In chapter 3, details for the jack-up method and strain gauge method to get the bearing reactions are described.

Bearing reactions are measured directly and indirectly. The most commonly applied methods to measure the alignment condition are jack-up and strain gauge method. The strain gauge procedure is an indirect method to measure the deflections and strains in the shaft and those measurements are correlated to the bearing reactions. The jack-up measurement is a direct reaction measurement where a hydraulic jack is used to lift the shaft and measure the load at the particular bearing. Due to its simplicity, it is the most widely applied method in the shipbuilding industry.

However, jack-up results are sometimes different from the actual bearing load due to insufficient experience. The bearing reaction measurement method by jack-up is explained in three parts.

The strain gauge method can provide relatively accurate information on the loading condition of the bearings which are not accessible for jack-up measurements. Once the strain gauges are mounted, measurement can be easily repeated within a very short time. The disadvantages of the strain gauge method are as follows; It requires a relatively long time for equipment installation, the accuracy of the data depends on system modeling and it requires relatively sophisticated and expensive equipment for measurements.

In chapter 4, the method to get the actual bearing offset using the measured data on each different operating condition of the vessel is introduced. A genetic algorithm is applied to the reverse analysis program as a search engine. The genetic algorithm and the application method of reverse analysis program are explained in this chapter. Also, the strain gage data analysis program and the calculation procedures of actual bearing offset are introduced. The hull deflection results obtained by the finite element method are compared with those of the measurement method and the reliability of this study is verified.

In chapter 5, the bearing offsets obtained by the measurement method on the propulsion shafting system of the actual vessels are compared and investigated. Vessels selected include a 320K DWT VLCC, an 159K DWT oil carrier, an 105K DWT product carrier, a 47K DWT oil/chemical carrier and an 175K DWT bulk carrier, which are representative of the typical ships in worldwide shipyards. Measurements for all oil carriers have been carried out in Korean shipyards and measurements on the bulk carrier have been carried out in a Taiwan shipyard.

In chapter 6, hull deflections are calculated by using the actual bearing offsets obtained in chapter 5. And also, since the bearing offset is adjusted finally after launching, differences in hull deflection between before and after bearing final adjustments are calculated as correction values. The relative hull deflections between drydock condition and each operating condition are calculated and the upper and lower limits of hull deflections are described for future application.

In chapter 7, the achievements of this study are summarized as follows.

(1) The methods to calculate the actual bearing offset on the installed bearing and to get the hull deflection values using the bending moments of the shaft and bearing reactions are introduced.

(2) The hull deflection results obtained by the finite element method are compared with those of the measurement method and reliability and utility on the hull deflection data obtained by the measurement method are verified.

(3) The bearing reaction at the aftmost main engine bearing is designed as an unload condition after bearing final adjustment due to the consideration of thermal expansion of the main engine L.O. sump tank and hull deflections. According to the results of this study, the current design method is suitable for over 150,000 DWT oil carriers. However, the bearing reaction of aftmost main engine bearing of oil and bulk carriers less than 100,000 DWT has to have a suitable load after final adjustment of the bearing to get the proper bearing load in the operating condition.

(4) The bearing offset is not changed from drydock to after launching in case of the 320,000 DWT oil carrier and 175,000 bulk carrier. Presently, the shafting alignment work is normally completed after launching because hull deflection from drydock to after launching can not be obtained. However, the shafting alignment work of the aforementioned vessels can be completed in the drydock.

(5) Even when the conditions of a bulk carrier changes from drydock condition to variable operating conditions, hull deflections are not large. Also, hull deflections of large bulk carriers are relatively smaller than those of small oil carriers. Accordingly, even if hull deflections are not considered in the shafting alignment calculations, it appears that the bearing damage caused by hull deflections will not occur.

(6) In case of oil carriers, hull deflections of bigger ships are larger than those of smaller ships. And since hull deflections of the oil carriers cannot be ignored, shafting alignment calculations should take into consideration hull deflection to prevent bearing damage.

Where the hull deflection data provided from this research will be used for the shafting alignment calculations for identical or similar vessels, shafting failures due to hull deflections could be reduced. Also, since the hull deflection data provided is based on the drydock condition, the shafting alignment work can be completed in the drydock and this means that the ship construction schedules can be reduced. However, measurements and analysis for five vessels have been conducted in this paper. Accordingly, where the hull deflection measurements and analysis for vessels of more types and sizes will be carried out by the method introduced in this paper and these data will be accumulated and formulated, the shafting damage from hull deflections will be prevented in advance.

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

선박의 추진 축계를 일직선으로 정렬하는 경우 각 베어링의 하중 배분이 고르지 못하므로 추진축 베어링의 이상마멸, 중간축 베어링의 무부하 상태 또는 과열, 감속치차치의 마멸, 파손 등의 문제가 발생할 수 있다. 축계정렬의 이론해석은 직선정렬 때의 하중분배를 계산하고 각 지지 베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 때의 하중변화량 즉, 반력영향계수를 계산해서 각 베어링의 정렬을 수직 및 전후방향으로 조절하여 자연곡선에 가깝게 정렬하기 위한 것이다. 또한, 이런 정렬이어야만 여러 선체 적재 상태에서 베어링 하중의 변화가 둔감하고 안정하게 된다.

이에 관한 연구는 1950년대 후반부터 미국 해군에서 시작하여 점차 일반 선박으로 확대되었으며 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 각 조선소, 선급협회에서 활발히 진행되어 왔다.^{[1]-[11]}

새로운 축계정렬에 관한 연구는 전자계산기의 도움 없이 시작된 것이지만 현재의 상태로서는 전자계산기의 이용 없이 계산하는 것은 사실상 불가능하며 전자계산기의 이용이 이의 연구개발에 결정적인 역할을 하였다. 이와 같은 전자계산기를 이용한 축계정렬의 최적화에 대한 연구는 1970년대 후반부터 시작되었으며^{[12]-[15]} 현재 축계정렬에 관한 이론적인 확립은 거의 끝난 상태다.

최근에는 대형저속 2행정기관을 탑재한 선박에서 축계정렬의 잘못에 기인하는 메인 엔진 선미측의 베어링의 손상이 증가하는 경향이 있다. 이 원인으로는 홀수차에 의한 기관실 이중저(double bottom) 및 메인 엔진 베드의 변형, 온도 변화에 의한 메인 엔진 자신의 열변형, 메인 엔진 베드의 강성 저하, 고출력화에 의한 추진축의 강성 증가 등의 영향을 생각할 수 있다. 즉, 메인 엔진을 포함한 기관실 이중저는 선체 최적화에 의해 두께가 얇아져 변형하기 쉽게 되고 추진축계는 이것과는 반대의 경향이 있다. 따라서 선체 및 메인 엔진의 변형에 추진축계가 추종할 수 없고, 여기에 더하여 베어링 간격이 좁을 경우 정렬 변화에 대한 감도가 대단히 높게 되어 중간축 베어링, 선미관 베어링 및 메인 엔진 베어링에 손상이 발생하는 상황이 발생할 수 도 있다.

종래의 축계정렬에 기인하는 손상은 후부 선미관 베어링의 끝부분에 과다한 부하가 발생하여 베어링이 마멸되는 경우가 대부분을 차지하였기에 축계 정렬은 후부 선미관 베어링의 선미쪽 끝부분 하중의 완화를 주된 목적으로 설계 하였다. 후부 선미관 베어링은 축계 베어링 자체의 잘못된 정렬이 선급협회에서 규정하는 기준치 이상인 경우 부하를 적절히 분배하기 위해 베어링을 경사보오링하여 후부 선미관 베어링의 부하가 균등하게 분포되도록 하고 있다. 후부 선미관 베어링의 분포하중에 관한 연구^{[16],[17]}는 각 선급이나 조선소에서 계속하고 있으며 현재로서는 선미관 베어링에 관한 정렬설계가 어느 정도 확립되었다고 볼 수 있다.

이것에 비해 메인 엔진 베어링은 기관실 이중저 및 메인 엔진 자신의 변형이 아직 불명확한 것이 많기 때문에 메인 엔진 베어링에 있어서 정밀도가 높은 정렬계산 방법은 아직 확립되어있지 않다. 이 때문에 메인 엔진 베어링의 손상을 미연에 방지하기 위하여 메인 엔진 베어링에 발생하는 하중에 여유를 갖도록 하고, 여러 상황에 대응할 수 있는 유연설계가 필요하다. 엔진 축계의 정렬에 대해서는 이에 대해 대형 2행정 디젤 엔진에서의 크랭크축에 대한 기준의 개발^[18], 축계 정렬 계산에 있어 크랭크축의 강성 및 등가축경에 대한 연구^[19] 그리고 축계 정렬계산의 정밀도를 높이기 위한 연구^[20]가 일본 조선소와 선급에 의하여 소개되었으며 추진 축계 정렬 해석을 위한 크랭크축 모델링에 관한 연구가 최근 한국 조선소에서 수행되었다.^[21]

종래의 축계정렬 계산은 경흘수와 메인 엔진 냉각 상태에 대하여 이루어졌으며 가열 상태에 따른 메인 엔진 자신의 변형은 고려되지 않았으나 근래에 메인 엔진 메이커는 엔진 형식에 따라 냉각 상태와 가열 상태의 온도차에 의한 베드플레이트 등의 열팽창을 메인 엔진 베어링의 평균이동에 의하여 반영시킬 것을 권장하고 있다. 이것으로부터 최근에는 냉각 상태와 가열 상태의 두 가지 조건에서 메인 엔진 베어링의 변위를 평균적으로 일정량만큼 변화시켜 계산 하고 있으며 이것에 의해 메인 엔진의 열팽창에 의한 베어링 하중의 변화를 알 수 있고 메인 엔진 베어링의 변위에 대해 유연성 있는 설계인지 아닌지를 확인할 수 있다. 또한 프로펠러의 추력에 의한 모멘트를 고려하여 실제 운항중 베어링의 부하 변화를 확인하고 있다.

그러나 흘수 변화에 의한 기관실 이중저 및 메인 엔진의 변형을 계산에 고려하는 것은 선박의 크기와 운항 조건에 따른 변형량이 불분명하기 때문에 상세 계산이나 계

측의 결과로부터 추측할 수 밖에 없다. 일반적으로 흘수에 따른 선체의 변형상태는 다르며 기관실 이중저의 경우 경흘수로부터 심흘수로 될 때에 위로 볼록한 변형을 일으킨다. 이로 인하여 선미측으로부터 첫 번째 혹은 두번째의 메인 엔진 베어링에 부하가 없는, 즉 베어링이 축으로부터 뜨는 상태가 예상되지만, 이것을 상세하게 검토하기 위해서는 선체의 구조해석이 불가결하다.

유한요소 해석에 의해 기관실 이중저의 변형을 예측하는 것은 가능하지만 이 경우에 계산의 정밀도를 결국 실측으로 검증할 필요가 있다. 실측에 관해서는 20년 정도 전까지는 계측예가 몇가지 보고 되어 왔지만 선체에 고장력강을 사용하고 있는 근래의 선체에 대해서는 계측한 결과를 보고한 예가 매우 적다. 이 때문에 이중저의 변형에 대해서는 각 조선소의 경험에 의존하는 것이 현재의 실정이다. 선체 및 메인 엔진의 변형에 관한 대책으로서 설계 단계에서 메인 엔진 선미부의 메인 엔진 베어링의 읍셋을 변화시키는 등의 방법을 취하고 있다. 이러한 메인 엔진의 냉각 상태와 가열 상태의 변화를 감안하여 최후부 메인 엔진 베어링의 부하를 냉각 상태에서 영에 가깝게 설계하면 가열된 조건에서 통상 하중이 증가함으로 이와 같은 조치를 메인 엔진 메이커에서 추천하고 있다. 그러나 이것도 엔진과 선체의 크기에 따라 차이가 있기 때문에 조선소의 경험과 선박 설계 조건에 따라 달라진다.

축계 정렬 최적화에 대한 연구시에 각 베어링의 부하와 면압, 메인 엔진의 냉각, 가열 상태, 프로펠러 추력에 의한 모멘트와 추력축의 부하가 최적화에 대한 조건으로 고려되고 있으나^{[22]~[26]} 흘수 변화에 따른 선체 변형 값은 고려되지 못했다. 최근에 미국선급협회의 D. Sverko가 선체 변형을 고려하는 최적화 방법을 소개^[27] 하였으나 선체 변형에 관한 데이터가 거의 없는 관계로 모든 배에 적용하기에는 한계가 있다.

추진 축계 정렬 절차를 수행하기 위한 바람직한 상태는 선박이 진수되기 바로 전 드라이독 상태다. 그 단계에서 선박의 건조 작업은 거의 끝난다. 그러나 드라이독 상태에서 축계 정렬이 신뢰 받기 위해서는 선체 변형이 상대적으로 높은 신뢰도를 가지고 추정될 필요가 있다. 선체 변형에 대한 연구는 일부 선급이나 조선소에서 단지 한 두 척의 선박에 대해 연구 목적으로 수행되었기 때문에 조선소에서 실제 그 데이터를 이용하여 축계 정렬을 설계하는 데에는 한계가 있다.^{[28]~[37]}

따라서 선체 변형에 의해 발생할 수 있는 베어링의 손상을 방지하기 위해서는 선체 변

형에 대한 보다 많은 데이터를 확보하는 것이 중요하며 이러한 데이터를 이용하여 선제 변형을 고려한 축계 정렬 설계가 이루어져야 한다.

1.2 연구의 목적

최근에 축계 정렬과 관련된 손상의 횟수가 크게 증가하고 있다. 정렬과 관련된 손상은 불충분한 분석, 선박 설계에서의 변경과 정렬을 수행하는 조선소의 실무 그리고 제대로 정의된 분석적인 기준의 부족에서 대부분이 유래한다. 이를 방지하기 위하여 선급협회에서는 선급 규정이외에 축계 정렬에 대한 지침서를 제공하고 있다.^{[38]-[40]} 정렬 분석은 정렬 과정의 첫 번째 단계이기 때문에 추진축계와 주 구동장치에 민감한 영향을 미치지 않고 넉넉한 허용범위를 갖추도록 수행되는 것이 바람직하다.

선체변형에 대한 고려는 정렬 과정에서 가장 중요한 과제중의 하나이다. 그러나 선체 변형은 일정한 크기로 정해진 것이 아니고 선박의 해상 운항조건과 여타 선체 적하 조건의 함수라고 할 수 있다. 따라서, 선체 변형의 고려는 신뢰할 수 있는 정렬 설계를 위해 필요하고 결과적으로 문제 발생이 적은 정렬 작업을 위해서 가장 중요하게 된다.

선체 변형 자료는 발라스트, 만재 상태 그리고 모든 운항 조건들에 있어 수용 가능한 베어링 반력을 보장할 수 있는 베어링 옵션을 결정하기 위하여 정렬 과정중 설계 단계에서 분석이 필요하다. 이 단계에서 선체 변형에 대한 고려는 분석적인 접근이나 유사한 선박에 대해 수행된 측정 데이터에 의존할 수 밖에 없는 선택적인 사항이다.

선체 변형은 해석적인 방법이나 측정 데이터를 이용한 역분석으로 예상할 수 있다. 해석적인 방법은 수행하는데 많은 시간과 비용을 필요로 한다. 또한 유한요소법으로 해석하기 위해서는 상세한 모델링이 필요하다. 특히 선미부분과 기관실, 엔진과 축계에 대한 포괄적인 모델링이 필요하다. 축계 정렬만을 위하여 유한요소법으로 선체 변형을 해석하는 경우는 드물다. 오히려 동적인 적하 상태 분석을 위해 수행하는 배 전체의 모델링 데이터를 축계 정렬 계산에 적용하는 것이 더 경제적이다. 그러나 이러한 동적 적하 분석이 모든 선박에 대해 행해지지 않고 또한 이것을 축계 정렬에 사용하기 위해서는 그 사용을 위한 특별한 프로그램을 필요로 하게 된다.

본 연구에서는 선체 변형을 알기 위해 해석적인 방법과 측정 데이터를 이용한 역분석 방법을 검토하고 이를 실선에 적용한 결과 두 방법으로부터 유사한 값을 얻었다. 따라서 이 연구에서는 해석적인 방법의 시간과 비용의 비효율을 고려하여 측정 데이터를 이용한 역분석 방법을 선체 변형의 분석에 채택하였다.

선체 변형 측정은 선체가 드라이독 상태에서 다른 조건으로 바뀔 때의 베어링 읍셋 변화 조사에 의해 수행된다. 이러한 작업을 위해서 크랭크축 변형 측정, 메인 엔진 베어링과 중간축, 전부 선미관축 베어링의 반력 측정과 함께 스트레인 게이지를 이용한 변형량 측정이 수행된다.

기존의 설치된 측계에 대한 선체변형의 조사는 대부분 정렬에 관련된 문제가 생길 때 그 문제를 해결하기 위해 사용되었다. 그러나 선체 변형에 대한 정보가 측정에 의해 수집된다면 유사한 선박이나 동일한 선박의 설계에 적용함으로써 선체 변형에 의한 측계 정렬 문제의 발생을 미연에 방지할 수 있을 것이다.

지금까지는 측계 정렬을 위한 선체 변형에 관한 연구가 단지 한 두 척의 선박에 대해서 연구 목적으로만 수행되어 왔다. 따라서 조선소에서 설계를 위한 목적으로 사용할 수 있는 자료가 없는 것이 현재 실정이다.

본 연구에서는 이와 같은 문제점들과 유한 요소법을 이용한 선체 변형에 대한 시간적인 비효율성과 경제적인 비용들을 고려하여 다양한 형태와 크기의 선박에 대한 선체 변형 측정을 수행하고 이 데이터를 이용하여 역분석을 통해 선체 변형값을 확인한다. 또한 이것은 어떤 범주에 있는 선박에 대해 예상되는 선체 변형의 데이터베이스를 만드는 데 연구의 목적을 둔다. 그리고 선체 변형에 대한 값을 대상 선박마다 테이블로 표시하고 측계 정렬 계산에 사용할 수 있게 한다.

1.3 논문의 내용 및 구성

본 논문은 총 7장으로 구성되어 있고 1장에서는 연구의 배경 및 목적, 논문의 구성에 대하여 소개하고 있다.

2장은 축계 배치의 이론적 해석 방법에 대해서 설명한다. 이러한 계산에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나 일반적으로 재료역학에서 부정정보 문제를 다루는데 많이 이용되는 3연 모멘트정리에 의한 방법, 복잡한 구조물해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법에 의하는 방법 및 보의 응력이나 진동해석에 이용되는 전달매트릭스법에 의하는 방법 등이 널리 이용되고 있다.^{[41]~[43]} 이 장에서는 본 연구에서 사용한 매트릭스 구조해석법에 대해서 설명한다.

추진축계 배치 계산에서 제시해야 될 내용을 열거하면 다음과 같다.

(가) 최적 읍셋 값, 베어링 반력, 평균 면압

(나) 축결합 후의 각 상태(냉각 상태, 가열상태, 운전상태)에 있어서의 축계 휘임곡선, 굽힘모멘트 선도, 굽힘응력

(다) 축 커플링 결합전의 갭(gap)과 색(sag) 값

(라) 각 베어링이 하중영향계수

(마) 잭업(jack-up)법에 의한 계측지로부터 베어링 하중을 구하기 위한 수정계수

위에서 열거한 자료를 마련하기 위하여서는 먼저 축계를 일직선상에 배치하였을 때를 기준으로 하여 이때의 하중분배, 모멘트 크기를 계산하고 각 지지 베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 때의 하중 변화량, 즉 반력영향계수를 비롯한 모멘트의 크기, 하중 분배상태의 변화량을 계산할 필요가 있는데 이에 대해 기술한다.

3장에서는 축계 베어링 반력 측정 방법에 대해 직접 유압 잭으로 축을 올림으로써 베어링의 반력을 확인하는 잭업에 의한 방법과 스트레인 게이지를 축에 부착하여 이것으로부터 얻은 굽힘 모멘트 값을 이용하여 간접적으로 베어링 반력을 구하는 스트레인 게이지법에 대해 기술한다.

잭업법은 단순한 장비와 작업의 용이성 때문에 조선소에서 실제로 가장 많이 사용하는 방법이다. 그러나 측정된 데이터의 분석 잘못으로 인해 실제 베어링 반력과 다른 결과를 다져오는 경우가 종종 있다. 이를 방지하기 위해서 이 장에서는 잭업에 의한 베어링 반력 측정의 일반적인 설명과 장단점뿐만 아니라 통상적으로 조선소에서

측정하는 작업에 의한 베어링 반력 측정 방법을 세 부분으로 나누어서 기술한다.

일반적으로 축계 배치에서 베어링 반력 측정은 작업에 의해 행해지나 이 방법은 숙련이 요구되고 시간이 많이 소요되는 문제가 있다. 또한 유압잭을 이용하여 베어링의 반력을 계측하기 때문에 잭을 설치하기가 곤란한 위치, 즉 후부 선미관 베어링의 반력은 계측이 불가능하다는 단점이 있다. 이들 단점을 개선할 수 있는 스트레인 게이지법에 의한 베어링 반력 측정법에 대해 많은 연구가 수행 되었다.^{[44]~[51]} 이러한 스트레인 게이지법에 대해 설명한다.

4장에서는 측정 데이터를 이용하여 다른 선체 상태 조건하에서의 실제 설치된 베어링 읍셋을 구하는 방법을 소개한다. 측정 데이터를 이용한 역분석 프로그램에 적용된 도구는 검색 엔진에 기초한 유전알고리즘이다. 따라서 이 장에서는 유전알고리즘의 소개와 역분석 프로그램에 대해 설명한다. 또한 이 연구에 이용된 스트레인 게이지 장비, 프로그램 소개와 함께 계산 절차에 대해서 기술한다. 마지막으로 유한요소법을 이용하여 얻어진 선체 변형치와 이 연구에서 사용한 계측 데이터를 이용한 역분석에 의한 선체 변형치와의 비교를 통해 이 연구의 타당성을 검증한다.

5장에서는 앞 장에서 언급한 측정 데이터를 이용하여 역분석을 통해 나온 실선 축계 베어링의 베어링 읍셋 결과를 비교하고 검토한다. 이 연구의 대상으로는 현재 한국 중·대형 조선소에서 건조하고 있는 32만톤급, 15만톤급 원유 운반선, 10만톤급 정유 운반선과 4만7천톤급 석유/화학 운반선을 선택하였으며 17만5천톤급 산적 화물선이 포함 되어 있다. 유조선의 경우 한국 중·대형 조선소에서 건조량이 많기 때문에 한국 조선소에서 측정 하였으며 산적 화물선의 경우 대만에 있는 조선소에서 측정 하였다.

6장에서는 5장에서의 축의 굽힘모멘트와 베어링 반력 값을 이용하여 구한 베어링의 실제 읍셋 값을 좌표 변환하여 후부 선미관 베어링과 No.1 메인 엔진 베어링을 기준으로한 선체 변형 값을 구한다. 또한 선박이 진수후 베어링의 높이를 최종 조정하기 때문에 여기에 대한 수정치를 구한 다음 드라이독 상태를 기준으로 각기 다른 선체 조건에 따라 선체가 얼마나 변화하는지 확인한다. 그리고 실제 조선소에서 선체 변형 데이터를 사용할 수 있도록 각 선박마다 선체 변형의 상한치와 하한치를 제공함으로써 본 연구의 목적인 선체 변형에 관한 데이터를 제공한다.

마지막으로 7장은 이 연구에서 얻은 결과를 요약한다.

제 2 장 축계 정렬의 이론적 해석

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되어 있으나 본 논문에서는 복잡한 구조 해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법을 축계 정렬 계산에 사용하였으며 이는 다음과 같다.

2.1 기본식의 유도

2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법이 많이 이용되고 있는데 이것의 기초가 되는 것은 강성 매트릭스(stiffness matrix)이다.

Fig. 2.1(a)와 같은 부등단면보를 등단면으로 간주할 수 있도록 미세한 구간으로 세분하고 각 구간마다 강성매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하면 절점방정식은 식(2.1)과 같이 나타낼 수 있다.

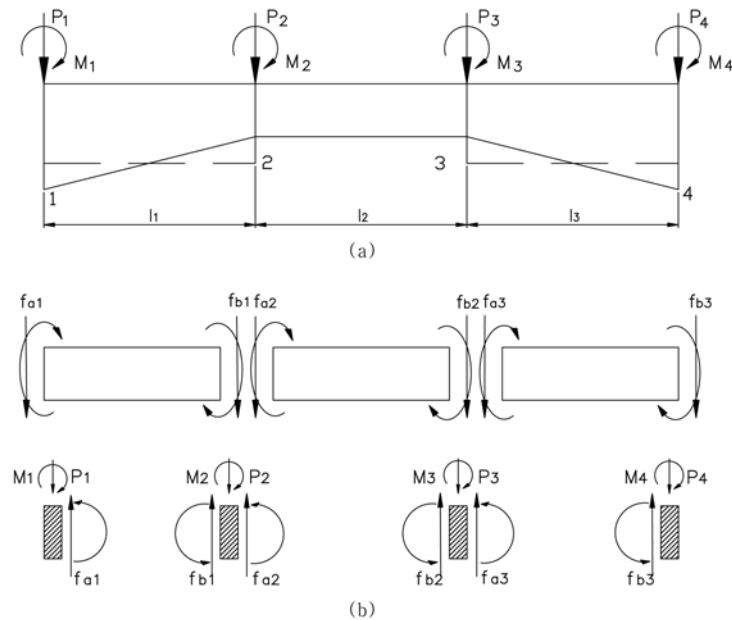


Fig. 2.1 Unequal section beam

$$\begin{aligned}
f_{a1} &= k_{aa1} U_{a1} + k_{ab1} U_{b1} + f_{fa1} \\
f_{b1} &= k_{ba1} U_{a1} + k_{bb1} U_{b1} + f_{fb1} \\
f_{a2} &= k_{aa2} U_{a2} + k_{ab2} U_{b2} + f_{fa2} \\
f_{b2} &= k_{ba2} U_{a2} + k_{bb2} U_{b2} + f_{fb2} \\
f_{a3} &= k_{aa3} U_{a3} + k_{ab3} U_{b3} + f_{fa3} \\
f_{b3} &= k_{ba3} U_{a3} + k_{bb3} U_{b3} + f_{fb3}
\end{aligned} \tag{2.1}$$

여기서, $f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{b3}$ 은 각 절점에 작용하는 외력, k_{aa1} 은 a 점에 단위변위를 일으키기 위하여 a_1 점에 가하여야할 힘, U_{a1} 은 a_1 점의 변위, k_{ab1} 은 a 점에 단위변위를 일으키기 위하여 b_1 점에 가하여야할 힘, U_{b1} 은 b_1 점의 변위이다. f_{a1} 은 a_1 단의 고정단 단면력(양단 a, b 를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b 단에 생기는 단면력)이다. 여타의 식에서도 동일하게 정의된다. **Fig. 2.1(b)**를 참조하면 각각의 단면력은 식(2.2)와 같이 된다.

$$f_{a1} = P_1, \quad f_{b1} + f_{a2} = P_2, \quad f_{b2} + f_{a3} = P_3, \quad f_{b3} = P_4 \tag{2.2}$$

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로 식(2.3)과 같이 된다.

$$U_{a1} = U_{p1}, \quad U_{b1} = U_{a2} = U_{p2}, \quad U_{b2} = U_{a3} = U_{p3}, \quad U_{b3} = U_{p4} \tag{2.3}$$

여기서 $P_1 \sim P_4$ 는 절점에 작용하는 외력, $U_{p1} \sim U_{p4}$ 는 절점의 변위로서 각각 f_a, f_b 와 U_a, U_b 와 같은 내용의 성분을 갖는 벡터이다. 식(2.1)을 식(2.2)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} &= P_1 - f_{fa1} \\
k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} &= P_2 - f_{fa2} - f_{fb1} \\
k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} &= P_3 - f_{fa3} - f_{fb2} \\
k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} &= P_4 - f_{fb3}
\end{aligned}$$

위의 식 U_{a1}, U_{b1}, \dots 을 식(2.3)을 이용하여 $U_{p1} \sim U_{p4}$ 로 치환하면 다음 식(2.4)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{p1} \\ U_{p2} \\ U_{p3} \\ U_{p4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{fa1} + 0 \\ f_{fa2} + f_{fb1} \\ f_{fa3} + f_{fb2} \\ 0 + f_{fb3} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

식(2.4)는 **Fig. 2.1(a)**와 같은 보의 절점방정식으로 된다. 우변의 최초의 벡터는 절점에 작용하는 외력이고 제2의 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수 행렬은 보 전체의 강성 매트릭스이다. 식(2.1)에 대입하면 각 부재의 부재단 단면력 $f_{fa1} \sim f_{fb3}$ 등을 구할 수 있다.

2.1.2 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 강성매트릭스

부재AB에 대하여 **Fig. 2.2**와 같이 좌표계를 정하고 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다. 보의 길이를 l , 종탄성계수를 E , 단면 2차 모멘트를 I 라 하면 강성매트릭스는 식(2.5)와 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano의 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.

$$\frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

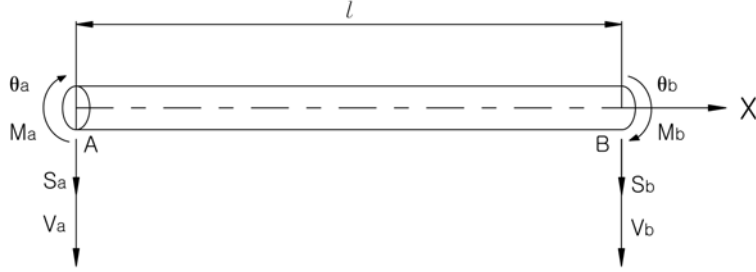


Fig. 2.2 Coordinate system of beam element and forces of end-section

따라서 횡하중(S_a, S_b)과 모멘트하중(M_a, M_b)을 받는 보의 기본식은 식(2.6)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ \dots \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 16 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6 & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ \dots \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{fa} \\ M_{fa} \\ \dots \\ S_{fb} \\ M_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

여기서, $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$ 는 각 절점에서의 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중을 나타낸다. 식(2.6)을 간략하게 표시하면 식(2.7)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} & k_{ab} \\ k_{ba} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{fa} \\ f_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

연속보를 임의의 부재로 n분할하였을 때 각 부재에 대하여 식(2.5)를 구하고 이들을 합성하여 전체 보에 대한 종합 강성매트릭스를 구한다. 종합 강성매트릭스는 식(2.4)의 좌변에 보이는 바와 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성매트릭스를 합성하여 구한다. 이때 첫 번째 부재의 U_b 는 두 번째 부재의 U_a 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{bb} 와 두 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{aa} 를 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 종합하면 전체구조물에 대한 종합 강성매트릭스를 구할 수 있다.

2.1.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 고정단 단면력

식(2.6)의 S_{fa} , M_{fa} , S_{fb} , M_{fb} 등은 다음과 같이 계산되며 식(2.8)~식(2.11)의 각 기호는 Fig 2.3에 의한다.

$$S_{fa} = - \int_0^l \frac{(l-x)^2(l+2x)}{l^3} p_{(x)} dx + \int_0^l \frac{6(l-x)x}{l^3} N_{(x)} dx \quad (2.8)$$

$$M_{fa} = - l \int_0^l \frac{(l-x)^2 x}{l^3} p_{(x)} dx - \int_0^l \frac{(l-x)(l-3x)}{l^2} N_{(x)} dx \quad (2.9)$$

$$S_{fb} = - \int_0^l \frac{x^2(3l-2x)}{l^3} p_{(x)} dx - \int_0^l \frac{6x(l-x)}{l^3} N_{(x)} dx \quad (2.10)$$

$$M_{fb} = - l \int_0^l \frac{x^2(l-x)}{l^3} p_{(x)} dx + \int_0^l \frac{x(2l-3x)}{l^3} N_{(x)} dx \quad (2.11)$$

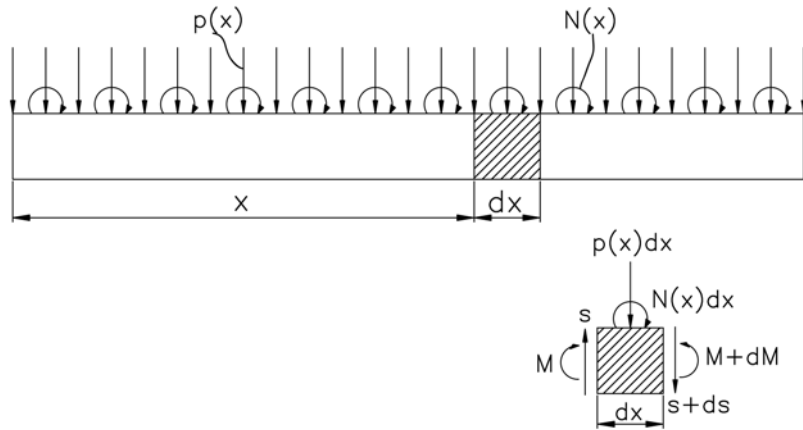


Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments

2.2 절점방정식의 해법

2.2.1 절점방정식의 해법

횡하중과 모멘트하중을 받는 부등단면보를 n 분할하고 앞의 방법으로 구한 절점방정식의 차수는 $(2n+2)$ 로 된다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점등에 절점을 설치할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 수 십차로 되기 때문에 사실상 전자계산기의 도움 없이는 계산수행이 불가능하다. 식(2.4)를 간단하게 표현하면 식(2.12)와 같다.

$$KU = P - f \quad (2.12)$$

여기에서 f 를 좌변으로 이항하여 정리하면 식 (2.13)과 같이 된다.

$$P = KU + f \quad (2.13)$$

여기에서, K 의 역 매트릭스는 유연매트릭스(flexibility matrix)가 되는데 이를 식(2.12)의 좌측에 곱하면 식(2.14)가 된다.

$$U = K^{-1}(P - f) \quad (2.14)$$

식(2.14)로부터 각 절점의 변위(상하변위와 각변위)가 구하여진다. 각 지지베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로 P 항 중에 포함되며, 따라서 식(2.14)의 결과를 식(2.13)에 대입하면 P 항, 즉 미지의 지점반력이 구하여진다.

2.2.2 지점의 처리

Fig. 2.4와 같이 절점 ①에 지점이 있는 경우에는 변위 V_1 이 영이고 지점반력 $-R_1$ (아래방향의 힘을 +로 취하므로 반력은 -)이 생긴다. 반력도 작용외력의 일종이므로 하중항 P 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초기에 있어 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기든가 R_1 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하

게 된다.

행을 제거하는 조작은 강성매트릭스의 제1행의 요소를 영으로 놓으면 된다(Fig 2.4(b)참조), 또한 변위를 영으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제1열을 영으로 한다.

이상의 결과를 정리하면 지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성매트릭스의 행과 열의 요소를 영으로 놓으면 된다. 이 때 행과 열이 모두 영으로 된 강성매트릭스는 역매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소시켜 역매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산프로그램 작성상 이 조작은 상당히 번잡하므로 행과 열을 영으로 한 다음 대각요소만을 1로 놓아 역매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점⑤와 같이 탄성지지되는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반력 $R_5 = KV_5$ (K는 스프링정수)가 생긴다. 이것도 하중항 P 에 포함시켜야 하는데 V_5 를 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성매트릭스의 (5.5)요소에 K를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산 한다.

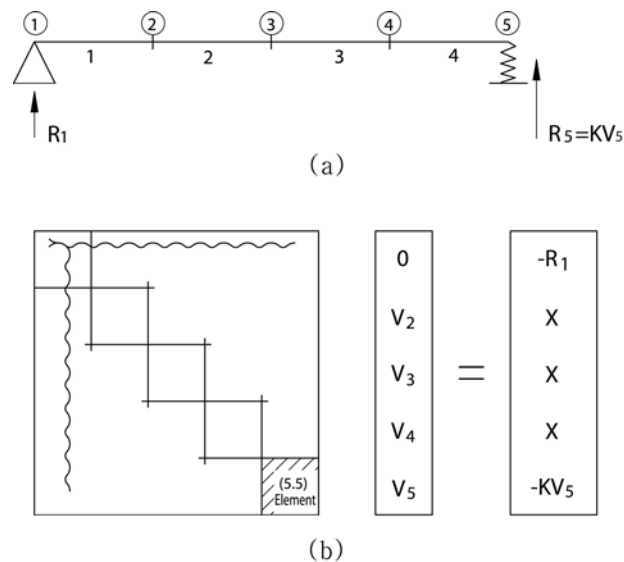
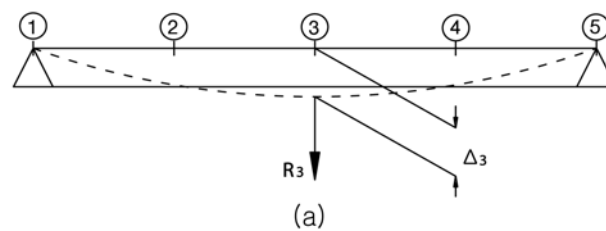


Fig. 2.4 Management processing of supporting points

2.3 반력영향계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상태치는 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간지점이 침하하였을 경우 각 부분의 단면력, 또는 다른 지점의 지지하중 변화를 구하는 문제가 여기에 해당한다.



$$\begin{bmatrix}
 \bullet & \bullet & k_{13} & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & k_{23} & \bullet & \bullet \\
 k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{33} & k_{33} \\
 \bullet & \bullet & k_{43} & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & k_{53} & \bullet & \bullet
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 V_1 \\
 V_2 \\
 \Delta_3 \\
 V_4 \\
 V_5
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 0 \\
 R_3 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}$$

(b)

$$\begin{bmatrix}
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet \\
 \bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 V_1 \\
 V_2 \\
 V_3 \\
 V_4 \\
 V_5
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -k_{13}\Delta_3 \\
 -k_{13}\Delta_3 \\
 \Delta_3 \\
 -k_{13}\Delta_3 \\
 -k_{13}\Delta_3
 \end{bmatrix}$$

(c)

Fig. 2.5 Nodal point displacement

Fig. 2.5(a)에 보이는 바와 같이 절점 ③이 Δ_3 만큼 변위한다고 한다. 이 변위를 일으키기 위해서는 절점③에 외력 R_3 을 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경우의 식(2.13)은 Fig 2.5(b)와 같이 된다. Δ_3 은 기지량, R_3 은 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량을 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.5(c)와 같이 변형된다.

구체적으로 설명하면 식(2.12)의 강성매트릭스의 제3열에 $-\Delta_3$ 을 곱하여 우변의 하중항을 만들어서 절점3에 대한 지점의 처리를 행하면 된다. 다만 강성매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 0으로 하면 V_3 의 값(이것은 Δ_3 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 2.5(c)와 같이 강성매트릭스의 (3.3)요소를 1, 하중항 벡터의 제 3요소를 Δ_3 으로 하여 풀거나 강성매트릭스의 (3.3)요소를 0으로 한 채 뿐 다음 V_3 를 Δ_3 으로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위변위 만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력영향계수로 된다.^[52]

제 3 장 축계 베어링 반력 측정법

축계 베어링 반력 측정 방법에는 직접 유압잭으로 축을 밀어 올림으로써 베어링의 반력을 확인하는 작업에 의한 방법과 스트레인 게이지를 축에 부착하여 이것으로부터 얻은 굽힘모멘트를 이용하여 간접적으로 베어링 반력을 구하는 스트레인 게이지법이 있다. 이 장에서는 일반적으로 조선소에서 가장 많이 사용되고 있으며 또한 이 연구에서 측정을 위해 수행된 두 방법에 대해 기술한다.

3.1 작업에 의한 방법

단순한 장비와 작업의 용이성 때문에 실제 조선소에서 가장 많이 사용하는 방법이다. 그러나 측정된 데이터를 경험 부족으로 잘못 분석하여 실제 베어링 반력과 다른 결과를 추정하는 경우가 종종 있다. 이를 방지하기 위해서 이 절에서는 작업에 의한 베어링 반력 측정의 일반적인 설명, 장단점 및 통상적으로 조선소에서 수행하는 작업에 의한 베어링 반력 측정 방법 등에 대해서 기술한다.

3.1.1 작업법의 의미와 장단점

눈금이 있는 유압잭으로 축계를 각 베어링에서 차례로 밀어 올려서 축이 베어링으로부터 떨어지는 순간에 상당하는 베어링 하중을 읽는다. 축이 베어링에서 떨어지는 순간 그려지는 곡선은 경사가 급격하게 된다. 축을 하강시킬 때도 비슷한 곡선을 그리게 된다. 베어링 하중은 이들을 평균하여 취한다. 이때 유압잭의 유압은 마찰로 인하여 축을 들어 올릴 때가 축을 내릴 때보다 높다. 이 현상을 히스테리시스 현상이라 한다. 따라서 부하가 축을 밀어 올릴 때와 내릴 때 두 경우에 대하여 측정되며 이에 상응하는 곡선이 그려진다. 수정 곡선(마찰이 없는)은 아래 **Fig. 3.1**과 같이 그려진 두 곡선 사이의 중앙이 된다.

히스테리시스 현상 때문에 측정하는 동안 압력을 안정적으로 올리는 것과 안정적으로 내리는 것이 매우 중요하다. 또한, 측정하는 동안 10–50bar의 압력 간격으로 읽는 것이 일반적으로 권장된다. 베어링의 상부간극이 0에 가까울 때까지 잭을 올린다. 그리고 낮은 범위, 즉 0 – 0.2 mm에서 많은 측정 결과를 갖는 것이 보다 정

확한 값을 얻기 위해 중요하다.

만약 베어링 반력이 0이거나 또는 매우 작은 경우에 데이터를 분석하는 것은 어렵다. 이 경우에는 다이얼 게이지 3개를 부착하여 측정하는 것을 권장한다.

이러한 작업법의 장점은 다음과 같다.

- (1) 유압잭과 다이얼 게이지와 같은 단순한 장비가 이용되고 작업이 용이하다.
- (2) 로드 셀을 이용하면 정확도가 향상 된다.
- (3) 직접적으로 반력을 측정 할 수 있다.
- (4) 축계는 운전할 수 있도록 연결되어 있고 잭을 받칠 수 있는 적절한 받침대만 있으면 별도의 준비가 필요 없다.

그러나 다음과 같은 단점도 있다.

- (1) 잭을 받혀주기 위하여 특별한 지지대가 필요하다.
- (2) 잭을 베어링 옆에 설치하지 않으면 안 되기 때문에 베어링과 유압잭 사이의 거리를 고려하여 실제의 베어링 하중을 계산하여야 한다.

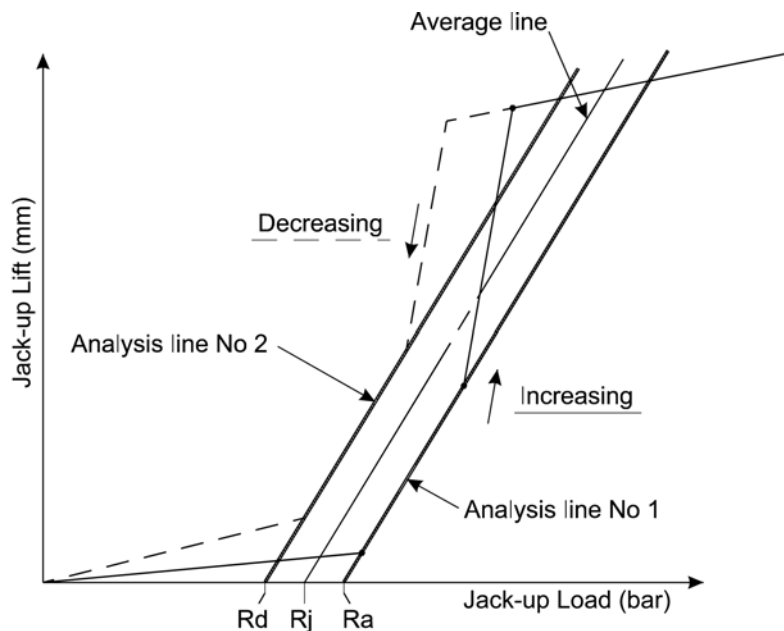


Fig. 3.1 Jack-up curve

- (3) 유압잭의 설치 상태에 따라 착오를 일으키는 베어링 지지변형이 야기될 수 있다.
- (4) 각각의 반복된 측정을 위해 동일한 준비시간이 요구된다.
- (5) 만약 로드 셀이 사용되지 않는다면 측정은 히스테리시스의 영향을 크게 받게 된다.
- (6) 작업자의 경험에 의하여 많은 영향을 받는다.
- (7) 유압잭과 다이얼 게이지의 잘못된 정렬로 인하여 측정치가 부정확할 수 있다.

이와 같이 작업법의 경우 측정의 간편함은 있지만 결과치에 대하여 오차를 가져올 수 있는 요인이 많기 때문에 본 연구에서는 보다 정확한 베어링 반력을 알기 위한 스트레인 게이지법도 사용하였다.

3.1.2 작업 곡선 분석

측정에 의해 도표에 기입된 점들을 연결하면 **Fig. 3.2**와 같이 통상적으로 몇 개의 직선이 서로 다른 기울기를 가지게 된다. 기울기의 변화는 축계의 지지가 변화하는 것을 의미한다. 하지만 앞서 언급한 것처럼 얻어진 데이터를 잘못 분석함으로써 오는 문제점을 방지하기 위해서 이 절에서는 작업 곡선에서 나타날 수 있는 측정 결과 분석에 대해 MAN B&W사에서 제공하는 “Production Recommendation” “Bearing Load Measurement by Jacking-up”의 그림을 인용하여 설명한다.^[53] **Fig. 3.2**에서 보이는 각 분기점(break point)이 가지는 의미는 다음과 같다.

- Break Point No. 0 : 모든 부하가 베어링에 있으며 유압잭에는 부하가 없다.
- Break Point No. 1 : 모든 부하가 이제 유압잭으로 이동했고 베어링은 부하로부터 벗어났다.
- Break Point No. 2 : 유압잭의 부하가 해당 베어링과 인접한 베어링까지 들어올릴 만큼 높으며 인접한 베어링도 부하로부터 벗어났다.
- Break Point No. 3 : 밀어 올려진 저어널이 아주 높게 이동된 점을 의미한다. 즉 밀어 올려진 베어링의 상부간극이 없어지고 저어널이 베어링의 상부 셀에 닿고 있는 점이다.

또한 Fig. 3.2에서 보이는 곡선들의 의미는 아래와 같다.

Line No. 1 : 부하가 베어링과 유압잭에 있는 상태이다. 압력을 올림에 따라 부하가 베어링에서 유압잭으로 이동한다.

Line No. 2 : 압력을 올림에 따라 유압잭의 부하가 증가하고 동시에 부하를 가지고 있는 인접한 베어링이 부하가 없어지기 시작한다.

Line No. 3 : 압력을 올림에 따라 유압잭의 부하가 증가하고 동시에 부하를 가지고 있는 다른 인접한 베어링이 부하가 없어지기 시작한다.

Line No. 4 : 압력을 올림에 따라 베어링의 상부 셸이 더 이상 올리는 것을 막기 때문에 저어널이 많이 올라가지 않는다.

위에서 언급한 분기점들과 곡선의 의미를 정확히 이해하여야 만이 측정 후 정확한 결과 분석이 가능하다. 특히 메인 엔진 베어링의 경우 베어링간의 간격이 좁기 때문에 Fig. 3.2와 같이 많은 분기점이 나올 수 있는데 이때는 처음 분기점을 기준으로 그려진 곡선의 중간 값이 측정 베어링의 반력을 계산하기 위한 값으로 된다.

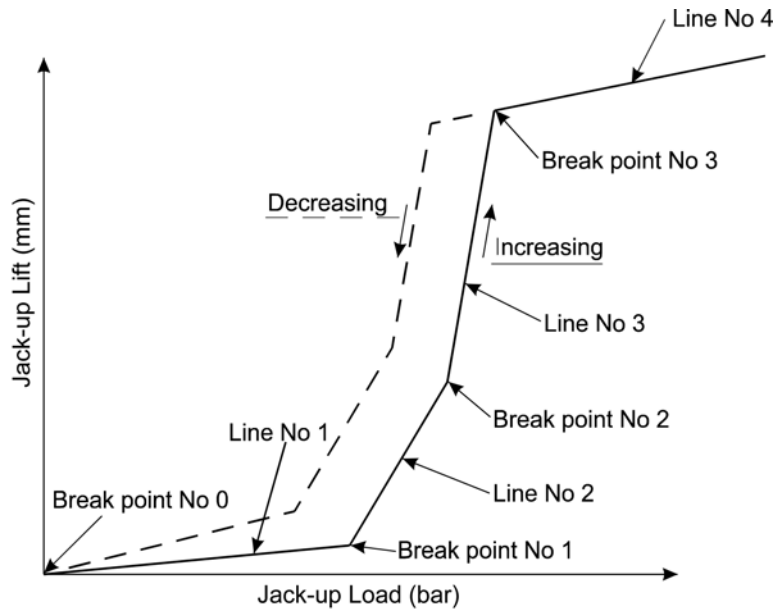


Fig. 3.2 Jack-up curve for analysis

3.1.3 메인 엔진 안에 있는 베어링 측정 방법

메인 엔진 베어링에 대한 작업 작업은 시작하기 전에 다음의 항목들을 확인하여야 한다.

첫 번째는 No. 2 최후부 메인 엔진 베어링 상부와 하부 간극이다. 0.05mm 필러 게이지를 사용하여 베어링 하부 간극을 확인할 수 있다. 만약 베어링 하부 간극이 있다면 가능한 한 그것을 정확하게 측정하는 것이 중요하고 간극이 있는 베어링은 작업을 하는 것이 불필요하다. 베어링 하부 간극이 있다는 것은 베어링에 부하가 없다는 것을 의미하기 때문이다. 따라서 다시 베어링 부하가 걸리도록 엔진의 높이를 조정하는 것이 우선시되어야 한다.

두 번째는 최후부 크랭크암의 크랭크축 변형이다. 크랭크축 변형이 주어진 범위 안에 들어오지 않으면 과부하나 무부하 상태의 베어링이 존재한다는 것을 의미한다.

세 번째는 추력베어링, 재킷 냉간수, 해수, 바깥 공기 및 엔진 아래 탱크의 온도이다. 이는 온도 변화에 따른 베어링 반력에 미치는 영향을 확인하는데 중요한 자료가 된다.

네 번째는 배의 선미 선수의 흘수를 아는 것이다. 이는 선체의 적하 조건에 따른 선체 자체의 변형이 베어링 반력에 미치는 영향을 비교하기 위해 중요하다.

베어링 반력을 측정하기 위하여 **Fig.3.3**과 같이 먼저 크랭크암을 수평위치 방향이 되게 배기관이 있는 방향으로 돌려야 한다. 유압잭을 분석하고자 하는 베어링에 가장 가까운 크랭크암 아래에 설치한다. 메인 엔진 베어링 캡위에 다이얼 게이지를 놓고 크랭크암 수직 변위를 측정한다.

엔진 안에 있는 베어링을 제외한 다른 베어링들의 작업 수정 계수는 모델링에 의해서 쉽게 구할 수 있다. 그러나 엔진 안에 있는 베어링의 경우는 설계치와 같이 할 수 없기 때문에 가능한 베어링에 가깝게 유압잭과 다이얼 게이지를 설치한다. 참고로 Sulzer사에서는 이와 같은 조건으로 설치할 경우에 대하여 0.9의 작업 수정계수를 제공한다.

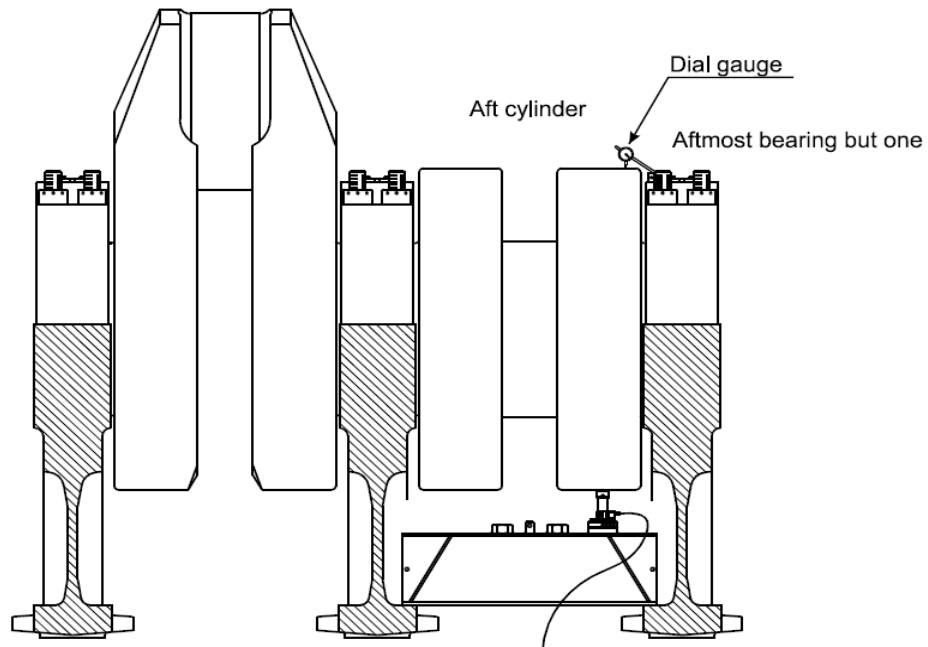


Fig. 3.3 Jack-up measurement of bearing reactions inside diesel engine

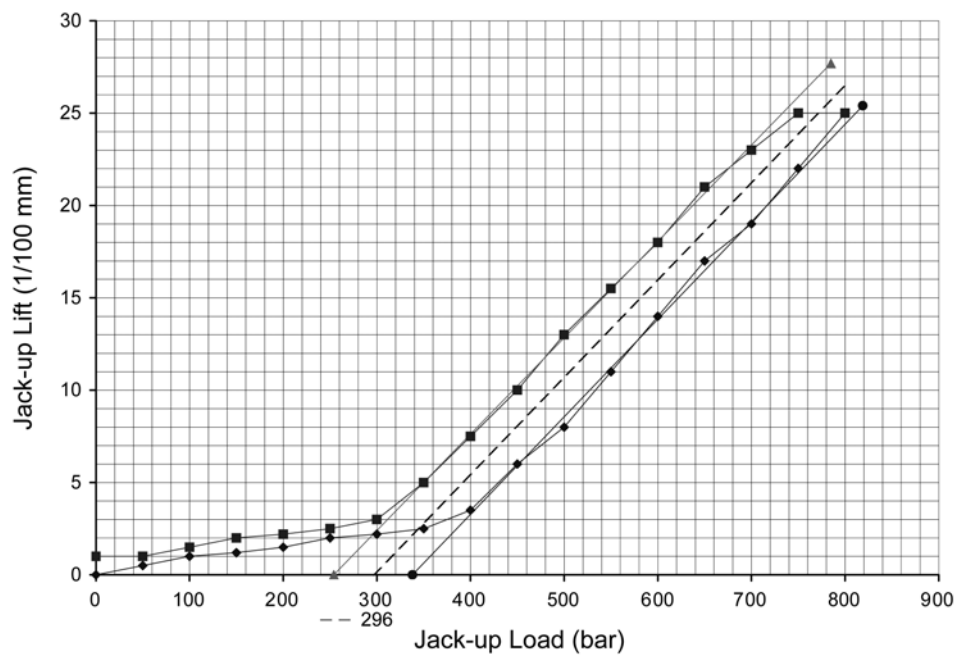


Fig. 3.4 Jack-up curve for main engine bearing

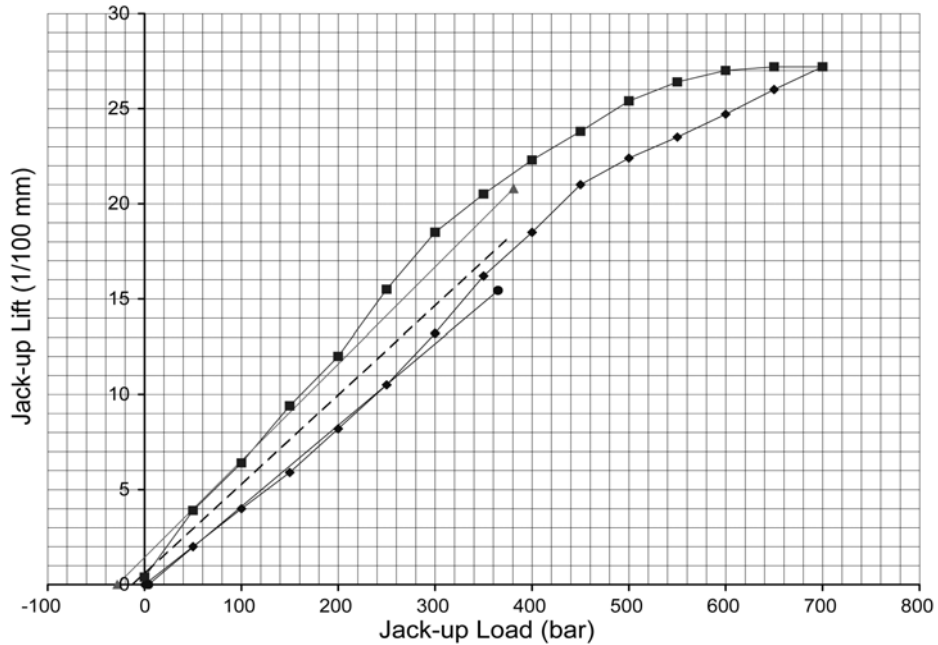


Fig. 3.5 Jack-up curve on the unload condition

메인 엔진 베어링의 잭업곡선에서 첫 번째 분기점은 0.03mm - 0.10mm 올라가는 사이에서 통상적으로 나타난다. Fig. 3.4는 메인 엔진 베어링의 측정된 잭업 곡선 예를 보여주고 있다. 만약 분기점이 0.15mm 올라간 이후에 나타난다면, 그것은 측정하고자 하는 베어링이 무부하라는 것을 의미한다. Fig. 3.5는 무부하 상태의 잭업 곡선의 예를 보여주고 있다.

메인 엔진 베어링의 잭업 방법의 정확성은 환경, 데이터와 장비의 질 그리고 수행자의 경험에 매우 많은 영향을 받는다. 일반적으로 부하가 높을수록 정확성이 더 높다. 높은 부하에서 $\pm 15\%$ 이내의 차이를 가지면 충분하다고 생각할 수 있다. 그러나 선급마다 허용치가 다르고 조선소에서도 각자의 경험을 토대로 허용치에 대해 다른 기준을 적용하기도 한다.

3.1.4 최후부 메인 엔진 베어링 측정 방법

Fig. 3.6과 같이 유압잭 아래에는 단단한 기초대를 설치하고 적당한 붕을 플라이휠의 두 개의 이빨 아래에 설치한다. 작은 모멘트와 각의 빗나감이 차이를 일으킴으로 잭을 놓는데 주의 깊게 다루도록 한다. 잘못된 정렬은 잭에서 더 많은 마찰을 일으키고 그것은 잭업 곡선에 더 많은 히스테리시스를 야기 시킨다.

다이얼 게이지를 Fig. 3.7에서 나타내는 곳 중의 한 곳에 설치한 다음 저널이나 터닝휠의 수직 변위를 측정한다. 첫 번째 분기점은 주로 0.03mm - 0.15mm 올리는 사이에서 나타난다. 만약 첫 번째 분기점이 0.25mm 올린 이후에 나타났다면, 그것은 다른 하나의 엔진 베어링이 들어 올려진 것으로 최후부 메인 엔진 베어링에 부하가 없다는 것을 의미한다. 이 경우에, 최후부 메인 엔진 베어링에 대한 잭업 분석은 부하가 확인되기 전까지는 더 이상 수행할 수 없다.

Table 3.1은 Sulzer사의 엔진에서 메인 엔진 베어링에 대해 권장된 부하를 나타내고 있다.^[54] Sulzer사의 경우 No. 1과 No. 3 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 반력의 최소치가 최대치의 5%정도며 No. 2 최후부 메인 엔진 베어링의 반력의 최소치는 최대치의 대략 71.5% 정도이다. Sulzer사의 경우 적어도 최후부 3개의 메인 엔진 베어링에 대한 베어링 반력이 측정되고 적절함이 확인되어야 한다고 권장하고 있다.

Table 3.2는 MAN B&W의 엔진에서 메인 엔진 베어링 반력에 대한 최대치와 최소치를 보여주고 있다. 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 베어링 반력의 최소치는 0이며 나머지 베어링의 최소치는 대략적으로 최대치의 5%임을 알 수 있다.

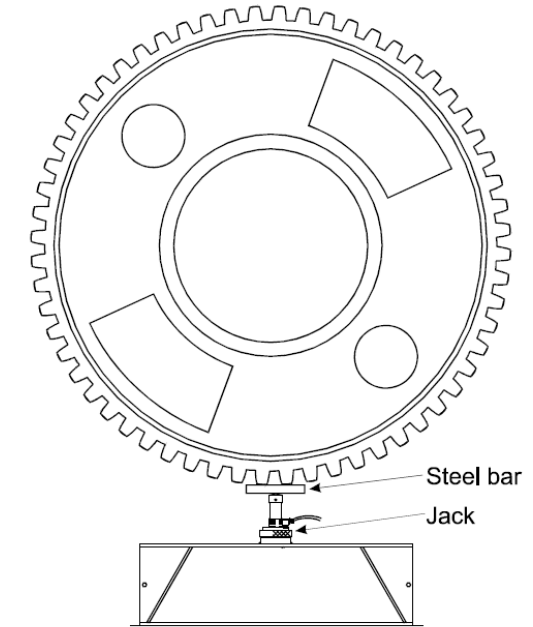


Fig. 3.6 Jack-up measurement for aftmost main bearing

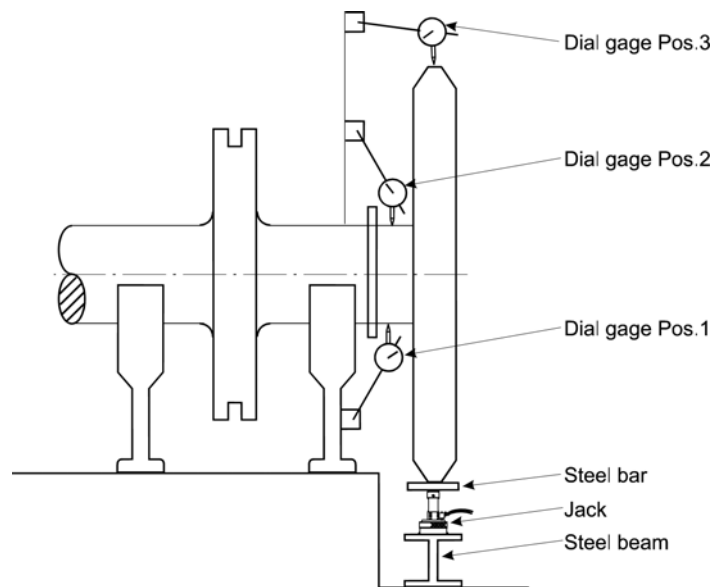


Fig. 3.7 Dial gauge position for aftmost main bearing jack-up measurement

Table 3.1 Recommended static main bearing loads of Sulzer engines^[54]

	Recommended static main bearing loads			
Engine Brg Nos.	mb1 & mb3		mb2	
Engine Type	Fmin.(kN)	Fmax.(kN)	Fmin.(kN)	Fmax.(kN)
RT52/U/U-B	16	320	80	112
RT62/U/U-B	24	470	118	165
RT72/U/U-B	32	630	158	221
RT48T/T-B	15	290	73	102
RT58T/T-B	21	430	108	151
RT68T-B	28	560	140	196
RT84T/T-B/T-D	23	940	282	423
RT60C	23	460	115	161
RT84C	45	890	223	312
RT96C/C-B	53	1050	263	368
mb1 is the aftmost main bearing mb2 is No. 2 aftmost main bearing mb3 is No. 3 aftmost main bearing				

Table 3.2 Acceptable bearing loads for various engine type of MAN B&W^[53]

Engine type	Aftmost engine bearing	Other engine bearings	
	Max. reaction(kN)	Max. reaction(kN)	Min. reaction(kN)
K98MC/ME	1120	1120	56
K98MC-C/ME-C	1120	1120	56
S90MC-C/ME-C	958	958	48
K90MC/ME	485	921	46
K90MC-C/ME-C	441	906	45
S80MC-C/ME-C	785	785	39
S80MC	730	730	37
L80MC	730	730	37
K80MC-C/ME-C	793	793	37
S70MC-C/ME-C	573	573	29
S70MC	559	559	28
L70MC-C/ME-C	573	573	29
L70MC	574	574	29
S65ME-C	463	463	23
S60MC-C/ME-C	420	420	21
S60MC/ME	409	409	20
L60MC-C/ME-C	420	420	21
L60MC	363	363	18
S50MC-C/ME-C	291	291	15
S50MC	273	273	14
L50MC	252	252	13
S46MC-C	250	250	13
S42MC	210	210	11
L42MC	186	186	9
S35MC	137	137	7
L35MC	134	134	7
S26MC	82	82	4
Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.			

3.1.5 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링 측정 방법

설계에 따라 유압잭의 위치가 정하여진다. 측정 방법은 앞 절에서 설명한 것과 유사하다. 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링은 메인 엔진 베어링의 부하에 비해 상대적으로 작은 베어링 부하를 가지고 있기 때문에 측정을 위해 사용되는 유압잭은 메인 엔진 베어링을 위한 유압잭보다 통상적으로 작다. **Fig. 3.8**은 중간축 베어링의 잭업 설치 위치와 다이얼 게이지의 설치 위치를 보여주고 있다.

베어링간의 거리가 인접한 베어링들의 잭업 곡선에 영향을 주지 않을 만큼 비교적 멀기 때문에 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링을 위한 분석선 No. 1과 No. 2를 결정하는 것이 통상적으로 용이하다. **Fig. 3.9**에서 보이는 봐와 같이 첫 번째 분기점이 유압잭을 밀어 올렸을 때 종종 0.05mm - 0.25mm 사이에서 나타난다.

한국 조선소의 경우 모든 선박 건조시 이 두 베어링의 반력을 측정하는 것이 관례로 되어 있다. 그러나 종종 중간축과 전부 선미관 베어링의 간격이 좁아 전부 선미관 베어링에 부하가 걸리지 않는 경우가 발생한다. 이 경우 전부 선미관 베어링을 제거하더라도 축 정렬에는 전혀 문제가 되지 않으며 오히려 더 유연한 축계 정렬이 된다. 조선소 중에는 전부 선미관 베어링이 없는 축계를 설계하고 이를 분석한 결과 축계 정렬에 문제가 없음을 보고 하였다.^[55] 전부 선미관 베어링 없이 설계하는 경우 후부 선미관 베어링의 길이를 더 길게 함으로써 전부 선미관 베어링이 가지고 있던 부하를 후부 선미관 베어링과 중간축 베어링이 나누어 가지도록 하고 있다.

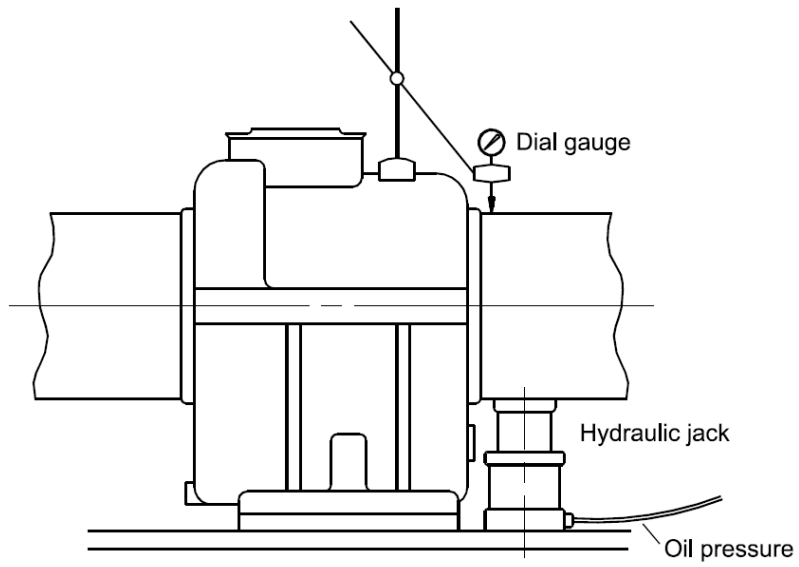


Fig. 3.8 Reaction measurement of intermediate shaft bearing

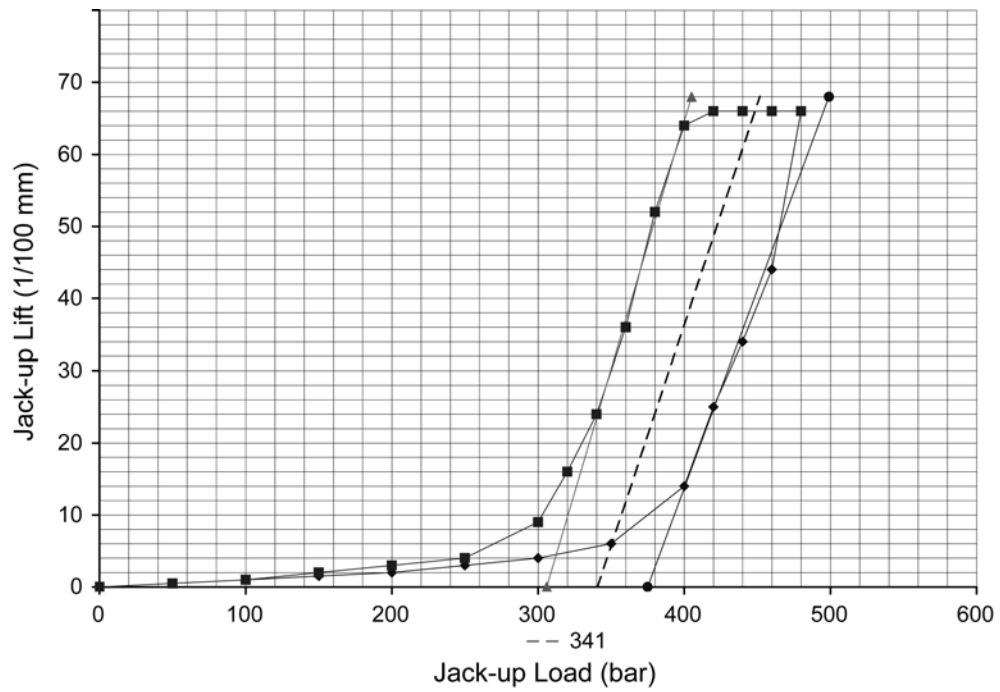


Fig. 3.9 Jack-up curve of intermediate shaft bearing

3.1.6 잭업 데이터를 이용한 실제 베어링 지지하중 계산 방법

잭부하 반력(R_j)은 만약 베어링이 없다면 그 위치에서 축을 유지하기 위해서 필요로 하는 힘이다. 반력(R_j)을 결정하기 위해서는 Fig. 3.1의 분석선 1과 2와 같이 입력된 점을 통한 두 개의 직선이 그려져야 한다. 또한, 분석선 1과 분석선 2는 대략적으로 같은 기울기를 가져야 한다. Fig. 3.1에서 R_a 는 0mm에서의 분석선 1의 반력이고 R_d 는 0mm에서의 분석선 2의 반력이다. 여기에서 잭 부하 반력 $R_i = 0.5(R_a + R_d)$ 이다. 베어링 반력 R 은 잭이 베어링의 중앙에 위치하지 않기 때문에 R_j 와는 약간 차이가 있다. 즉, 베어링 반력(R)은 $R = C \times R_j$ 로 된다. 잭이 저널 아래에 직접적으로 놓일 수 없기 때문에 하중수정계수(load correction factor) C 가 베어링 반력(R) 값을 보상해주기 위해 이용된다.

짧은 베어링의 스패에 대한 계산상의 조절은 다음과 같이 행한다. 각 잭 위치에 대하여 잭을 또 다른 베어링으로 보고 별도의 계산을 수행한다. 잭에 대한 영향계수를 Fig 3.10에서 R_{bj} (잭에 대한 베어링의 영향계수), R_{jj} (잭에 대한 잭의 영향계수)라 하고 베어링의 반력 R , 잭의 하중을 R_j 라 하며 잭에서의 변위를 Y_j 라 하면 베어링 반력이 영으로 되는 순간 다음 관계가 설립한다.

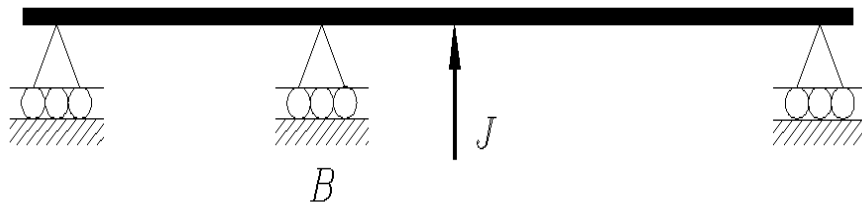


Fig. 3.10 Bearing(B) and jack(J) position for jack-up measurement

$$R_j = Y_j R_{jj}, R + Y_j R_{bj} = 0 \quad (3.1)$$

$$R = -R_j \left(\frac{R_{bj}}{R_{jj}} \right) \quad (3.2)$$

따라서 베어링 반력은 잭의 하중에 $-R_{bj}/R_{jj}$ (수정 계수)의 크기를 갖는 계수를 곱하여 줌으로서 구할 수 있다.

3.2 스트레인 게이지에 의한 방법

일반적으로 축계 정렬시 베어링 반력 측정은 잭업법에 의해 수행하는데 이 방법은 숙련이 요구되고 시간이 많이 소요되는 문제가 있다. 또한 유압잭을 이용하여 베어링의 반력을 계측하는데 잭을 설치하기가 곤란한 위치, 즉 후부 선미관 베어링의 베어링 반력은 계측이 불가능하다는 단점이 있다. 이 절에서는 이러한 잭업법의 단점을 보완할 수 있으며 잭업법보다 정확한 값을 얻기 위해 사용되는 스트레인 게이지법에 대해 설명한다.

3.2.1 스트레인 게이지를 이용한 축계의 굽힘모멘트 측정

스트레인 게이지는 물체의 인장이나 압축 시의 변형량 변화를 계측할 수 있는 센서로 각종 산업분야의 응력이나 변형량 등의 계측을 위하여 사용된다. 이것의 원리를 간단히 설명하면 다음과 같다.

스트레인 게이지 자체는 보통 어떤 전기적 저항선으로 이루어져 있는데 이것이 물체의 표면에 완전히 접촉된 후 그 물체가 응력 상태 하에 놓이게 되면 변형이 생기게 되고, 이 변형만큼 스트레인 게이지의 변형이 일어나게 되어 그 내부의 저항값이 변하게 된다. 이 게이지들을 적당한 전기회로로 구성하여 회로의 입력부분에 일정한 전압을 걸어 놓으면 회로 내의 게이지 저항값이 변화할 때 회로 출력부분의 전압이 변화하게 되는데, 이 변화하는 전압이 바로 물체의 변형에 비례하는 값이다.

스트레인 게이지 기술을 적용하기 위해 사용되는 일반적인 휘트스톤 브리지회로(wheatstone bridge)구성 방법에는 게이지의 부착 개수에 따라 1게이지(quarter bridge), 2 게이지(half bridge), 4 게이지(full bridge)법 등이 있다. 본 연구에서는 축에 발생하는 추력의 영향을 없애기 위해 **Fig. 3.11**과 같은 형태의 4 게이지법을 이용하였다. 4 게이지법은 신호 증폭 효과가 있기 때문에 변형 값이 1게이지에서 읽어 들인 변형 값보다 4배의 크기를 갖고, 온도 보상을 할 필요도 없는 장점이 있다.

축의 모멘트를 측정하기 위해서는 축을 360°만큼 회전시켜야 하고, 이때 변형은 각도의 함수로서 **Fig. 3.12**과 같이 표시된다. 회전축에서의 변형량 변화는 사인파

곡선을 형성한다. 이 변형량은 굽힘 모멘트와 관련이 있고, 축계의 중립축과 스트레인 게이지 사이의 수직거리에 관련이 있다. 이 관계를 수식으로 표현하면 식(3.3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \varepsilon_a \cos(\theta + \lambda) + \bar{\varepsilon} \quad (3.3)$$

여기서, ε_a : 변형량 진폭(strain amplitude), θ : 수직 방향과 게이지 사이의 각도, λ : 중립축과 수직상태 사이의 각도, $\bar{\varepsilon}$: 평균 변형량(average strain)

축 모멘트는 축 표면에서 단축응력 (uniaxial stress) 조건과 관계되는 기본적인 보의 관계식을 적용하면 식(3.4)와 같이 된다.

$$\varepsilon = \frac{M_b C}{EI} \quad (3.4)$$

여기에서, ε : 변형량, M_b : 축의 굽힘 모멘트, E : 탄성 계수(Young's Modulus), I : 축단면의 단면2차 모멘트, C : 축단면의 반지름

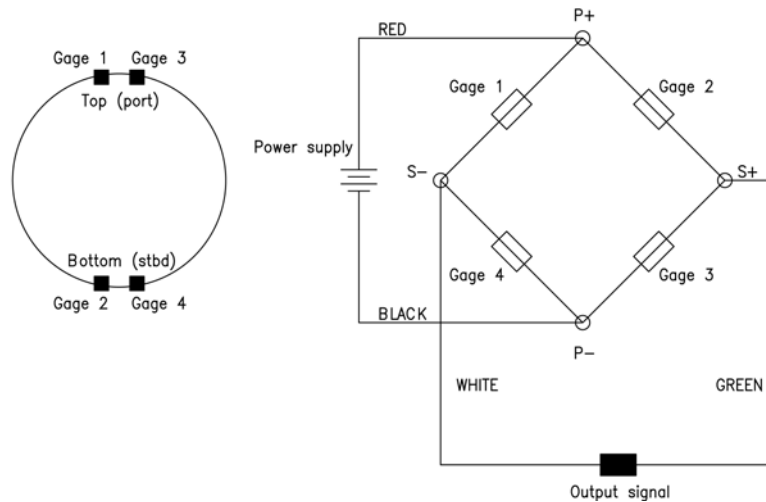


Fig. 3.11 Wheatstone bridge connection

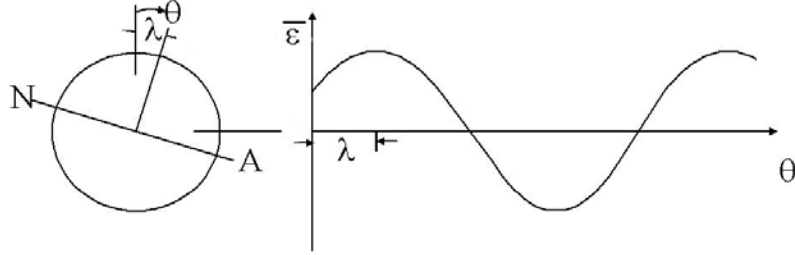


Fig. 3.12 Strain curve of shaft

중공축 및 중실축에서 I 는 각각 $I = \frac{\pi}{64}(d_o^4 - d_i^4)$, $I = \frac{\pi}{64}d_o^4$ 이며 $C = \frac{d_o}{2}$ 이므로(여기서, d_o : 외경, d_i : 내경) 식(3.4)는 식(3.5)와 같이 변형될 수 있다.

$$M_b = E \frac{\pi}{32} \frac{(d_o^4 - d_i^4)}{d_o} \varepsilon, \quad M_b = E \frac{\pi d_o^3}{32} \varepsilon \quad (3.5)$$

이들 관계식으로부터 수직과 수평 모멘트를 나타내면 식(3.6), (3.7)과 같이 된다.

$$M_v = \frac{\varepsilon_a EI}{c} \cos \lambda \quad (3.6)$$

$$M_h = \frac{\varepsilon_a EI}{c} \sin \lambda \quad (3.7)$$

이러한 절차를 거치는 이유는 대부분 계측되는 모멘트 값은 큰 수직모멘트와 작은 수평모멘트를 동시에 포함하고 있기 때문이다. 실제로 축 정렬 상태를 파악하기 위해 베어링 반력을 측정할 경우에는 수직방향 모멘트만 필요하다. 따라서 이러한 수직과 수평모멘트의 분리를 통해서 정확한 수직 방향 모멘트를 구할 수 있다.

3.2.2 측정의 정밀도

축에 걸리는 모멘트를 스트레인 게이지를 이용하여 측정하고 계산하는데 있어 정밀도에 영향을 주는 여러 요소들은 다음과 같다.

(1) 게이지의 정렬불량(gage misalignment)

축방향 게이지의 부착 정렬불량으로 인한 오차는 $(1 - \cos 2\alpha)$ 로 표현 할 수 있다. 게이지의 잘못된 정렬은 일반적으로 최대 2° 이내이다. 게이지 정렬불량을 줄이기 위해 모든 게이지가 일직선상에 있도록 설치하는 것이 중요하고 180° 반대편에 정확히 설치하는 것이 중요하다. 또 하나는 정확한 중심선을 측정한 다음 게이지를 부착하는 것이다.

(2) 게이지 상수의 변화

게이지 상수는 게이지 브리지 전압의 출력을 변화시키며, 측정된 모멘트의 정밀도에 직접적으로 영향을 준다. 일반적으로 게이지 상수의 오차는 $\pm 0.5\%$ 내에 있다. 이 게이지 상수는 메이커에서 공급한다. 따라서 스트레인 게이지 프로그램에 입력시에 정확한 값을 입력하는 것이 중요하다.

(3) 장비의 감도(instrumentation sensitivity) 영향

본 연구에서 사용된 장비는 측정 가능한 최대 범위를 사용한 경우, 약 $\pm 1\%$ 의 오차가 발생할 수 있다.

(4) 축 재료의 특성이 모멘트 측정 및 계산의 정밀도에 미치는 영향

탄성계수는 변형 계측치로 부터 모멘트를 계산할 때 필요하다. 축 재료인 강의 탄성계수는 $203 \sim 210$ GPa로 다양하지만 일반적으로 206 GPa의 탄성계수를 이용하므로 오차범위를 2% 정도로 볼 수 있다.

이상을 종합하면 결과적으로 예상되는 최대 스트레인 오차는 식(3.8)과 같다.

$$\eta = (1 - 2\cos\alpha) \frac{\varepsilon_a(1 - \nu)}{2} \pm 0.005\varepsilon_a \pm 0.01\varepsilon_a \pm 0.02\varepsilon_a \quad (3.8)$$

이를 바탕으로 탄성계수의 오차를 포함한 모멘트에 대한 오차는 식(3.9)와 같다.

$$m = \frac{EI}{c} \left\{ (1 - \cos 2\alpha) \frac{\varepsilon_a (1 - \nu)}{2} \pm 0.005\varepsilon_a \pm 0.01\varepsilon_a \pm 0.02\varepsilon_a \right\} \quad (3.9)$$

게이지의 정렬불량을 2° 로 가정하면 모멘트 측정시 발생하는 모멘트의 최대 오차는 식(3.10)과 같다.

$$m = \pm 0.036M \quad (3.10)$$

3.2.3 수식을 이용한 베어링 반력 해석

3.2.3.1 베어링 반력 해석의 유도

Fig 3.13에서 보는 바와 같이 반력 R_1 , R_2 를 구하기 위해 스트레인 게이지 A, B를 부착하고 각 게이지로부터 각 베어링까지의 거리를 S_1 , S_2 , S_3 , S_4 라 한다. A, B점에서 측정된 굽힘모멘트를 각각 M_A , M_B , 축 및 기어의 중량에 의한 모멘트를 각각 \overline{M}_a , \overline{M}_b 라 하면 A, B점에서의 모멘트 평형 방정식은 식(3.11)과 식(3.12)와 같이 된다.

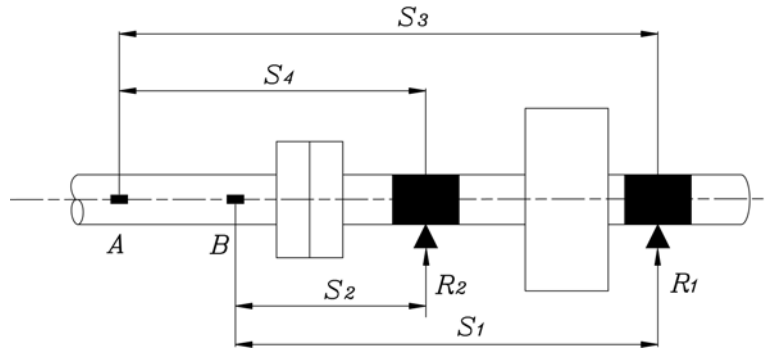


Fig. 3.13 Schematic diagram of bearing reaction force

$$A : M_A = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + \overline{M}_A \quad (3.11)$$

$$B : M_B = R_1 \cdot S_3 + R_2 \cdot S_4 + \overline{M}_B \quad (3.12)$$

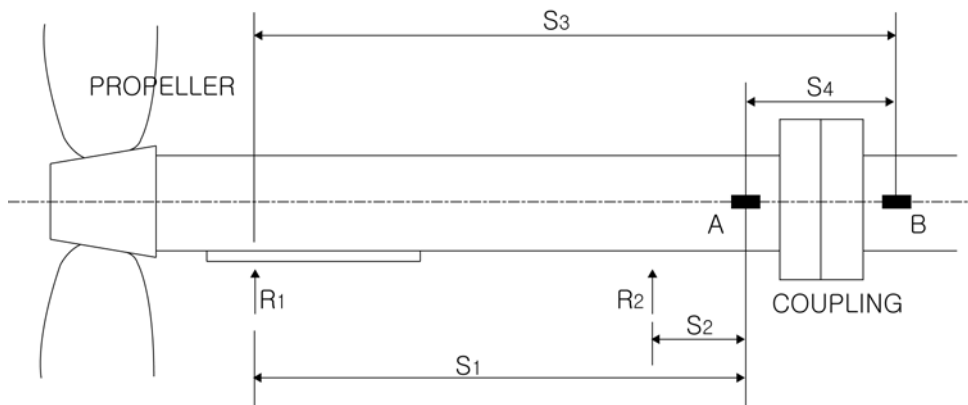
식(3.11), 식(3.12)를 R_1 , R_2 에 대하여 정리하면 식(3.13)과 식(3.14)와 같이 된다.

$$R_1 = \frac{(M_A - \overline{M}_A)S_4 - (M_B - \overline{M}_B)S_2}{S_1S_4 - S_2S_3} \quad (3.13)$$

$$R_2 = \frac{(M_B - \overline{M}_B)S_1 - (M_A - \overline{M}_A)S_3}{S_1S_4 - S_2S_3} \quad (3.14)$$

즉, 식(3.13), 식(3.14)로부터 M_A , M_B 를 측정하고 \overline{M}_A , \overline{M}_B 를 계산하면 R_1 , R_2 가 구해진다.

선박의 선미관에서 각 점간의 거리 S_1, S_2, S_3, S_4 와 반력 R_1, R_2 를 Fig. 3.14와 같이 정의하면, R_1, R_2 는 식(3.13), 식(3.14)을 이용하여 구할 수 있다.



3.2.3.3 중간축 베어링의 반력

(1) R_1, R_2 를 이용하는 방법

Fig. 3.15와 같이 세 점 A, B, C에서 굽힘모멘트를 측정하고 식(3.13), 식(3.14)의 방법으로 R_1 , R_2 를 구한다. 그리고 하면 각 점간의 거리를 S_1 , S_2 , S_3 라 정하고 C점에 대해 모멘트 평형방정식을 유도한다. 즉,

$$M_c = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + R_3 \cdot S_3 + \overline{M_c} \quad (3.15)$$

여기서 $\overline{M_c}$ 는 C점에 작용하는 축신 자중에 의한 굽힘모멘트다.

식(3.15)으로부터 중간축 베어링의 반력 R_3 은 식(3.16)과 같이 된다.

$$R_3 = \frac{1}{S_3}(M_c - \overline{M_c} - R_1 \cdot S_1 - R_2 \cdot S_2) \quad (3.16)$$

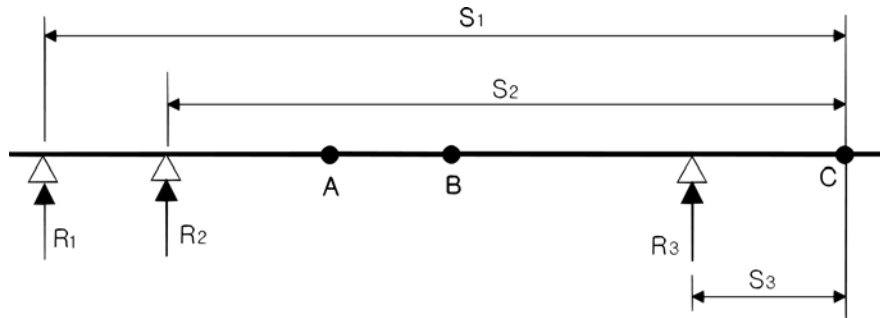


Fig. 3.15 Schematic diagram of intermediate shaft bearing(a)

(2) 세 점에서의 굽힘 모멘트 계측으로부터 구하는 방법

Fig. 3.16과 같은 축계에서 AB구간, BC 구간의 자유물체도를 그리면 Fig. 3. 17과 같다.

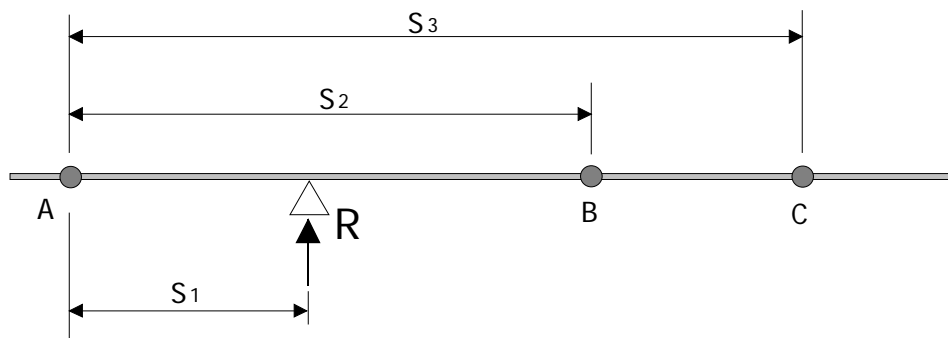


Fig. 3.16 Schematic diagram of intermediate shaft bearing(b)

(M : 굽힘 모멘트 , P : 전단력)

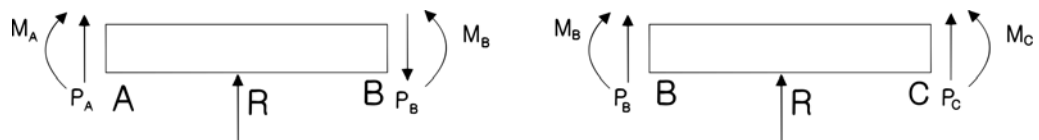


Fig. 3.17 Free body diagram(a)

먼저 C점에서의 모멘트 평형방정식을 구해보면 식 (3.17)과 같다.

$$M_c = M_B + P_B(S_3 - S_2) + \overline{M}_a \quad (3.17)$$

여기서 \overline{M}_a 는 C점에 작용하는 지점 \overline{BC} 의 자중에 의한 모멘트다. 식(3.17)에서 P_B 는 식(3.18)과 같이 된다.

$$P_B = \frac{M_C - M_B - \overline{M}_a}{S_3 - S_2} \quad (3.18)$$

따라서 B점에 작용하는 전단력을 계산 할 수 있다. 이제 A점에 대해 모멘트 평형 방정식을 세워보면 식(3.19)와 같다.

$$M_A = M_B - P_B S_2 + \overline{M}_\beta + R S_1 \quad (3.19)$$

여기서 \overline{M}_β 는 A점에 작용하는 지점 \overline{AB} 의 자중에 의한 모멘트다. 식(3.19)에 식 (3.18)을 대입하고 R에 대해 정리하면 식(3.20)이 된다.

$$R = \frac{1}{S_1}(M_A - M_B - \overline{M}_\beta) + \frac{S_2}{(S_3 - S_2)S_1}(M_C - M_B - \overline{M}_a) \quad (3.20)$$

식(3.20)으로부터 중간축의 반력을 계산할 수 있다.

(3) 전단력 계산으로부터 구하는 방법

식(3.17), (3.18)과 같은 방법으로 A점에서의 전단력도 구할 수 있는데 이 전단력을 P_A 라 하면 Fig. 3.18과 같은 자유물체도에서 자유물체도 힘의 평형 방정식은 식 (3.21)과 같다.

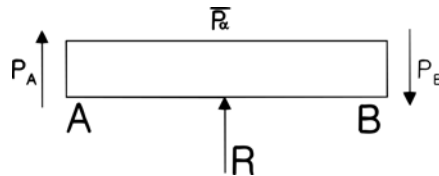


Fig. 3.18 Free body diagram(b)

$$P_A + R = P_B + \overline{P_\alpha} \quad (3.21)$$

여기서, $\overline{P_\alpha}$ 는 스펀 \overline{AB} 의 자중이다.

식(3.21)으로부터 베어링 반력 R 은 식(3.22)와 같이 얻어진다.

$$R = P_B + \overline{P_\alpha} - P_A \quad (3.22)$$

3.2.3.4 프로그래밍을 이용한 베어링 반력 해석

이 방법은 정지 및 운항 중의 축의 상태를 유한요소 해석과 같이 여러 개의 축 요소로 모델링 한 다음 임의의 위치에서 스트레인 게이지로 측정한 굽힘 모멘트와 비교하여 그 모델링의 유효성을 검증하는 것이다. 상세한 방법은 다음과 같다.

- (1) **Fig. 3.19**와 같이 축의 형태를 가정한다.
- (2) **Fig. 3.20**과 같이 축을 여러 개의 요소로 분할한다.
- (3) 분할된 모델링 데이터를 프로그램을 이용하여 각 요소에서의 굽힘 모멘트와 베어링에서의 반력을 구한다.
- (4) **Fig. 3.21**과 같이 구해진 굽힘 모멘트와 계산된 굽힘 모멘트가 일치하는지 검토한다.
- (5) 일치하는 경우가 발생할 때까지 계산을 반복하고 일치하는 시점에서의 베어링 반력을 실제 반력으로 규정한다.

이와 같이 프로그램을 이용하면 실제 측정하지 않은 엔진 안에 있는 메인 엔진 베어링의 반력도 어느 정도 추측할 수 있다는 장점이 있다.

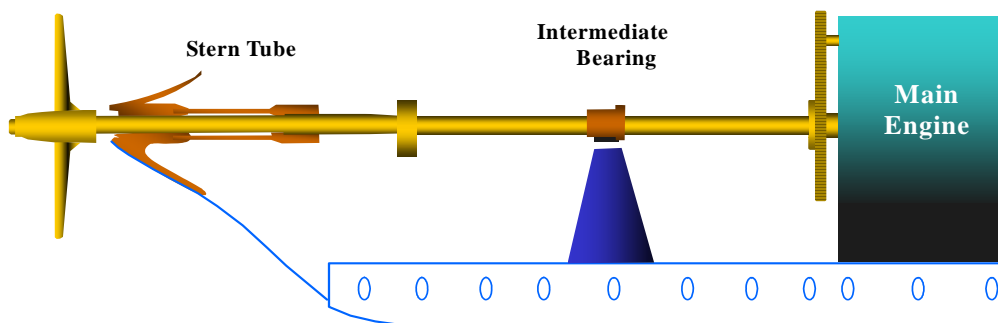


Fig. 3.19 Shafting system for alignment

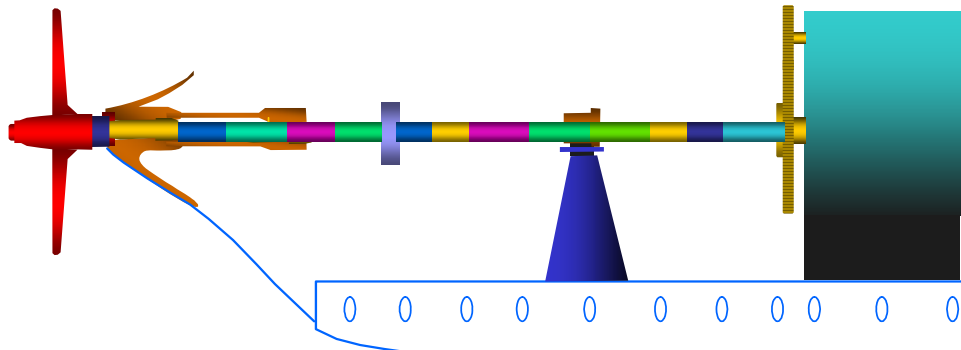


Fig. 3.20 Modeling for shafting alignment calculation

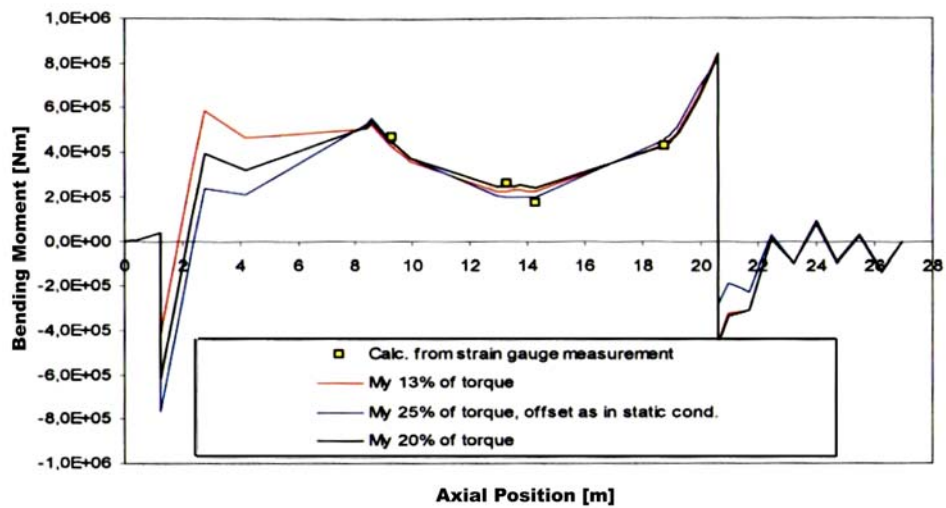


Fig. 3.21 Comparison between calculated and measured bending moments

제 4 장 측정 데이터를 이용한 베어링 옵션 및 선체 변형 해석

이 장에서는 측정 데이터를 이용하여 여러 선체 조건하에서의 실제 설치된 베어링 옵션을 구하는 방법을 소개한다. 측정 데이터를 이용한 역분석 프로그램에 적용된 검색 도구는 검색 엔진에 기초를 한 유전알고리즘이다. 따라서 이 장에서는 유전알고리즘의 소개와 역분석 프로그램에 적용한 방법에 대해서 설명한다. 또한 이 연구에 이용된 스트레인 게이지 장비, 소프트웨어 소개와 함께 계산 절차에 대해서 기술한다. 마지막으로 유한요소법을 이용하여 얻어진 선체 변형치와 이 연구에서 사용한 측정 데이터를 이용한 역분석에 의한 선체 변형치와의 비교를 통해 이 연구의 타당성을 검증한다.

4.1 유전 알고리즘(genetic algorithm:GA)

4.1.1 유전알고리즘의 특징

유전알고리즘(genetic algorithm:GA)은 1975년 J. H. Holland^[56]가 제안한 것으로 진화원리와 유전학을 알고리즘 형태로 구현한 최적화 탐색기법 중의 하나이다. 이를 구현하기 위해 풀이가 될 가능성이 있는 집단에서 재생산, 교배, 돌연변이와 같은 유전 연산자를 사용하여 개체를 개량하고, 이들 간에 정보를 교환하여 집단 내의 개체가 풀이에 가까워지도록 여러 방향으로 탐색하게 된다.

GA가 기존의 탐색법과 다른 점은 파라미터 자체를 사용하기 보다는 이를 기호로 표현하여 사용하며, 하나의 풀이를 다루기보다는 풀이 집단을 취급한다. 그리고 연산자들이 확률에 기초하여 동작하므로 얻어지는 결과는 결정적이기 보다는 확률적이다. 또한 탐색공간에 대한 사전 지식이 없고, 목적함수 외에 보조 정보를 요구하지 않는 장점 때문에 시스템 식별 및 제어, 기계학습, 설비정렬, 신경회로망, 신호처리, 생명공학 등 많은 분야에서 성공적으로 이용되고 있다. 또한 최근에 유전알고리즘을 선박 구조와 선박 시스템의 최적화를 위해서 적용된 적이 있다.^{[57],[58]}

현재까지 다양한 최적화 문제를 해결하기 위하여 여러 종류의 유전알고리즘이 발표되었으나, 파라미터의 부호화, 초기 풀이 집단의 생성, 집단내 개체들의 적합도 평가, 기본 연산자의 사용과 같은 기본적인 메카니즘은 서로 유사하다.^[59]

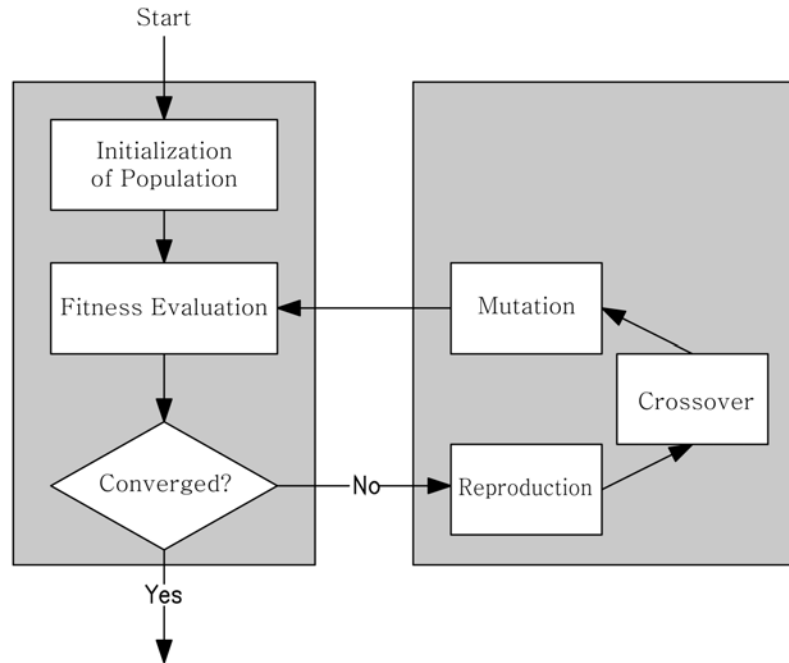


Fig. 4.1 Basic structure of genetic algorithm

Fig.4.1은 유전알고리즘의 기본 구조를 보여주고 있다. 유전 탐색 프로세스는 크게 초기화, 적합도 평가와 재생산, 교배, 돌연변이의 4단계로 구분된다. 이와 같은 과정을 통해 새롭게 형성된 집단은 다시 적합도가 평가되고 최적의 풀이가 발견될 때까지 반복적으로 모의 진화를 수행하게 된다.

4.1.2 파라미터의 표현

초기의 GA는 기존의 탐색 알고리즘과는 달리 파라미터 그 자체를 다루기보다는 연산에 적합한 부호 공간상의 자연 파라미터(natural parameter)의 형태로 변환하여 사용하여 왔고, 주로 이진 형태(binary type)을 취해 왔다. 이렇게 함으로써 변환된 비트들은 자연계의 유전자(gene)로서의 역할을 반영하게 되고, 변환된 결과를 스트링(string) 또는 염색체(chromosome)라고 부른다. 이와 같은 표현법은 다수의 파라미터로 구성되는 벡터를 표현하는데 쉽게 응용될 수 있다. Fig. 4.2는 이진코딩 염색체의 한 예를 보여주고 있다.

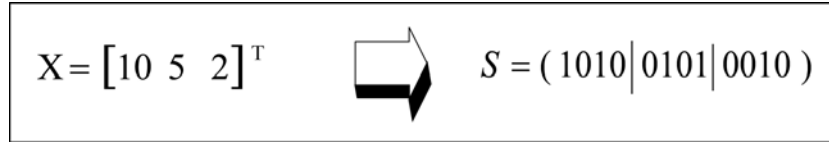


Fig. 4.2 A binary-coded chromosome

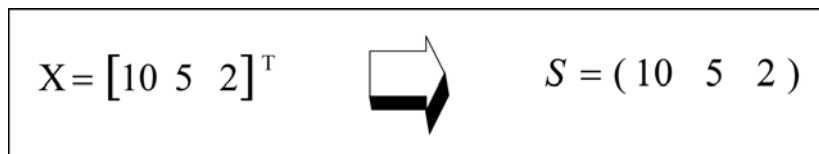


Fig. 4.3 A real-coded chromosome

특히 이진 염색체를 다루는 유전알고리즘을 이진코딩 유전알고리즘(binary coded genetic algorithm:BCGA)이라 한다.

실세계의 최적화 문제들은 고정밀도의 풀이를 요구하고, 풀이에 대한 사전지식이 결여되거나, 복잡한 제약조건이 존재하는 경우가 종종 있다. BCGA는 정밀도를 높이거나 또 풀이에 대한 사전지식의 결여로 탐색구간을 확대하면 염색체 길이가 길어진다. 긴 염색체는 매우 큰 탐색공간을 만들어 BCGA가 풀이를 찾는데 많은 시간을 요구하거나, 경우에 따라서는 실패하는 원인을 제공한다. 또한 제약성 최적화 문제에 BCGA를 적용하면 역시 적법성 문제가 따르게 된다. 이진코딩의 이러한 문제점들은 근본적으로 염색체 표현을 좀 더 풀이 공간에 접근시켜 문제와 관련된 지식을 포함시키는 연산자 설계를 용이하게 하고, 제약조건을 다루기 위한 도구를 설계하는 것이 쉽도록 함으로써 해결할 수 있다. 대표적인 것이 실수 코딩(real encoding)이다.

실수코딩은 변수(표현형)와 유전자(유전자형)간에 일대일로 일치되어 프로그래밍이 간편해지고 BCGA에서 요구되는 부호화, 복호화 프로세스가 필요 없게 되어 탐색속도를 높일 수 있다. 또한 지역동조를 통해 풀이의 정밀도를 개선할 수 있으며 풀이에 관한 사전지식이 없는 경우에도 매우 큰 정의영역을 정하는 것이 가능하다. **Fig. 4.3**은 실수 코딩 염색체의 한 예를 보여주고 있다.

4.1.3 초기 집단의 생성

탐색 공간상의 점들을 표현하는 방법이 결정되면 다음은 유전 연산자를 통해 모의 진화가 수행될 초기 개체집단을 생성하는 절차가 요구된다. 개체들이 진화해 가는 도중에 집단은 총체적 기억장소(integral memory)로서의 역할을 담당하게 되고, 많은 세대를 거치는 동안에 좋은 풀이(우성)의 유전자를 보유하게 된다.

k 세대에서의 집단 $P(k)$ 는 염색체로 특정 지워지는 N 개 개체들의 집합으로 식 (4.1)과 같이 정의된다.

$$P(k) = \{s_1(k), s_2(k), \dots, s_i(k), \dots, s_N(k)\} \quad (4.1)$$

여기서 $s_i(k)$ 는 i 번째의 염색체로서 탐색 공간상의 한 점을 나타내며, $N(>1)$ 은 집단크기(population size)이다.

계절의 변화와 세대에 따라 집단의 크기를 달리하는 자연계의 일부 곤충들과 같이 가변집단을 채택하고 있는 유전알고리즘도 있지만 대부분의 경우 집단크기는 세대 변화와는 무관하게 항상 고정된 것으로 간주된다. 또한 일반성을 유지하면서 집단 내의 염색체들의 길이는 서로 같고 세대 변화와는 상관없이 일정한 것으로 간주한다.

초기 집단 $P(0)$ 는 연구용 유전알고리즘이나 아니면 응용을 위한 유전알고리즘이나에 따라 그 생성 방법이 판이하게 다르다. 자주 이용되는 방법으로는 두 가지가 있다. 하나는 무작위 초기화(random initialization)법이고 다른 하나는 사전지식 또는 경험을 기반으로 하는 유도된 초기화(directed initialization)법이다. 전자는 단순히 난수 발생기에서 생성되는 $N\ell$ (=집단크기 x 염색체 길이)개의 이진 정수로 염색체를 초기화하게 된다. 후자는 다른 간단한 알고리즘을 조작하여 얻게 되는 근사 결과치를 이용하거나 아니면 직관과 경험을 기초로 한다. 유전알고리즘을 실세계 문제에 응용할 때는 풀이에 대한 사전지식이 있다면 전자보다는 후자의 방법을 택하는 것이 유리하다. 그 이유는 후자의 방법이 전역풀이에로의 수렴속도가 빨라 계산시간을 상당히 줄일 수가 있기 때문이다.

4.1.4 기본 유전 연산자(genetic operator)

유전알고리즘의 핵심은 무엇보다도 자연의 진화원리를 알고리즘 형태로 흉내 내려

는 유전 연산자(genetic operator)라고 해도 과언이 아닐 것이다. 만약 어떤 알고리즘이 유전알고리즘이라고 불리려면 각자 필수적이라고 생각하는 다수의 연산자들을 사용하게 된다. 이들 중 어떤 것은 한 알고리즘에는 포함되지만 다른 알고리즘에는 생략되고, 같은 이름일지라도 문제의 성격과 사용자의 입장에 따라 그 구조와 연산이 다른 경우도 있다. 비록 서로 간에 차이점이 있다 해도 대부분의 유전알고리즘들은 재생산, 교배, 돌연변이를 포함시키고 있다.

4.1.4.1 재생산(reproduction)

자연에서 환경은 더 적합한 생물들이 더 높은 생존 기회를 갖도록 이들의 생존을 조절하는 기능을 가진다. 이러한 환경을 통하여 생물들은 생존경쟁에 이기면 살아남고 지면 도태하게 되는데, 재생산은 적자생존(survival of the fittest), 또는 자연도태(natural selection) 현상을 모방하려는 인위적인 메커니즘이다. 이를 알고리즘으로 구현한 재생산 연산자(reproduction operator)는 적합도 값을 기반으로 집단 $P(k)$ 내의 개체들을 선택하고 교배급원 $-P(k+1)$ 을 형성해준다. 이러한 선택은 전체 집단을 강하게 해주는 특징을 가진다. 이들의 유전자들이 이후 세대의 집단에서 넓게 퍼지도록 해준다.

재생산을 알고리즘으로 구현한 방법으로는 여러 가지가 있다. 룰렛휠 선택(roulette wheel selection), 순위에 기초한 선택(ranking-based selection), 토너먼트 선택(tournament selection) 등이 여기에 해당된다. 이 중에서 사용자에게 폭 넓게 인정되고 있는 방법이 단순 유전알고리즘에서 채용하고 있는 룰렛휠선택이다.

4.1.4.2 교배(crossover)

자연계의 생물들은 그들의 유전자를 서로 섞는 유성생식(sexual mating)을 통하여 자손을 생산하게 되고, 이런 성적 재생산을 알고리즘 형태로 흉내 낸 것이 인위계에서의 교배이다. 교배는 탐색공간 상의 가능한 새로운 점을 찾기 위하여 교배급원으로부터 부모(parent) 염색체 쌍을 임의로 선택하고, 교배점 이후의 비트들을 서로 교환 결합함으로써 자손(offspring)을 생성한다. 유전자를 절단하는 교배점은 염색체 내에서 임의로 선택된다. 이러한 연산은 교배된 자손의 수가 어버이 집단의 크기와 같을

때까지 반복된다.

자연계의 성적교배를 알고리즘 형태로 구현한 것으로는 일점교배(one-point crossover), 다점교배(multi-point crossover), 순환 교배(cycle crossover), 균등교배(uniform crossover)등이 있다. 어떤 교배를 선택할 것인지는 전적으로 주어진 문제와 사용자에 의해 결정될 문제이지만 가장 간단하면서도 자주 이용되는 방법은 일점교배(단순교배)이다. 일점교배는 흔히 표준교배로도 불린다.

4.1.4.3 돌연변이(mutation)

모의진화가 계속되는 동안 재생산과 교배 연산자는 집단을 더욱 강하게 해주고 이로 인하여 염색체들은 서로 닮아가게 된다. 이러한 현상은 세대 말기에는 바람직하지만 세대 초기에 발생하게 되면 유전자의 다양성 결핍으로 준최적해(suboptimal solution)나 사점(dead corner)에 빠지게 되는 요인이 된다. 재생산과 교배 연산자는 지역풀이나 사점으로부터 벗어나게 하는 메커니즘을 가지고 있지 않다. 다시 말하면 집단 내 염색체들의 특정위치 비트가 모두 같게 되면 재생산과 교배 연산자는 이를 변경할 수 없게 된다. 이러한 원치 않는 풀로부터 벗어나기 위한 한 메커니즘이 돌연변이이다. 이는 자연계의 돌연변이를 모방한 것으로 염색체 내의 비트를 돌연변이 확률을 토대로 변경시킨다. 이렇게 함으로써 초기 세대에서 모든 염색체의 특정 비트가 고정되는 것을 방지해주고 또한 탐색영역을 확대해주기도 한다. 돌연변이를 구현하는 방법으로는 단순돌연변이(simple mutation), 상호돌연변이(reciprocal mutation), 균등돌연변이(uniform mutation), 경계돌연변이(boundary mutation) 등이 있다.

4.1.5 적합도 평가

자연계에서 생물들은 끊임없이 환경에 적응해 가는데 한 생물의 적응능력은 그 환경에 대한 적합도(fitness)를 반영한다. 이 적응능력이 유전알고리즘에서는 개체의 적합도를 평가하는 과정을 통해 반영된다. 새로운 집단이 완성되고 개체들의 적합도가 목적함수에 의해 계산되며 적합도의 평가는 새로운 집단이 완성될 때마다 계속된다. 이 과정에서 적합도가 큰 개체가 더 많은 보상을 받을 수 있도록 배려하기 위해서 적

합도 함수는 최대화 문제 형태로 표현한다.

역분석 프로그램에서 사용되는 적합도는 최대 적합(best-fit)원리를 이용하고 최소자승법(least-square)의 평가 방법을 이용한다.

4.1.6 역분석 프로그램

측정 데이터를 가지고 실제 베어링 읍셋과 선체 변형을 역으로 계산하기 위해 본 연구에서 개발하여 사용된 역분석 프로그램은 검색 엔진으로서 위에서 언급한 유전 알고리즘을 이용하였다. 유전 알고리즘 소프트웨어가 측정된 데이터와 가장 잘 일치하도록 베어링 읍셋을 찾기 위하여 풀이 영역을 통해 병렬 검색을 수행한다. 기초적인 유전 알고리즘 소프트웨어에 대해 변환과 검색 능력을 향상시키기 위해 Novkovic and Sverko가 사용한 방법이 이용된다.^{[60]~[62]}

GA 소프트웨어는 측정에 의해 얻어진 모멘트 및 베어링 반력의 값과 재계산된 굽힘모멘트와 베어링 반력 사이의 최상의 일치를 찾기 위한 검색이다. 따라서 공학적인 판단과 경험이 중요하듯이 측정된 정보에 대한 정확성의 평가에서 정확한 역분석 결과를 얻는 것에 있어서도 또한 가장 중요한 일종의 하나이다.

4.2 역분석에 의한 베어링 옵션 및 선체 변형 계산 절차

이 절에서는 본 연구에서 사용된 스트레인 게이지 측정 절차와 데이터 분석방법을 상세히 설명한다.

4.2.1 스트레인 게이지 장비

본 연구에서 사용된 스트레인 게이지 장비는 Fig. 4.4와 같이 구성된다. 먼저 노트북이 프로그램의 실행과 저장을 위하여 필요하다. 또한 아이오텍(IOtech, Inc)에서 만든 WaveBook과 WBK16이 있다. WaveBook은 고속 휴대용 데이터 저장 장비이며, WBK16은 8채널 스트레인 게이지 신호 검사 모듈을 위하여 필요하다. 스트레인 게이지는 여러 종류가 사용되었으나 주로 교와(Kyowa)사 KFW-5-350-C1-11L1M2R, 저항 350Ω 게이지를 사용했다. 위의 내용을 요약하면 Table 4.1과 같다.

4.2.2 모멘트 측정 및 데이터 분석 방법

스트레인 게이지는 3장에서 설명한 풀 휘스톤 브릿지에 의해 연결된다. 축의 상부 중심에 한 쌍을 다른 한 쌍은 180도 떨어진 곳에 부착한다. 각각 다른 조건에 대해서 굽힘모멘트가 측정된다. 측정을 위해, 축을 두 바퀴에서 세 바퀴 정도 천천히 터닝 기어를 이용하여 돌리는 동안에 응력이 기록된다. 축을 전진 방향으로 처음에 돌린 다음 다시 후진 방향으로 돌린다. 결과적으로 이용되는 모멘트는 두 방향사이에서 얻어진 평균값이다. 측정시 스트레인 게이지로부터 전압 값이 얻어지고 이로부터 굽힘모멘트는 식(4.2)에 의해서 구할 수 있다.

$$M = E \cdot W_p \cdot \epsilon \quad (4.2)$$

여기에서 E 는 종탄성계수, Z_p 는 단면계수($= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_o^4 - d_i^4)}{d_o}$), ϵ 은 스트레인 게이지로부터의 측정에 의해 얻어진 응력으로서 식 (4.3)과 같이 표현된다.

$$\epsilon = \frac{V_0}{V_{ek}} \cdot \frac{1}{k} \quad (4.3)$$

여기에서 V_0 는 휘스톤 브릿지에서 측정된 출력전압 값이고 V_{ek} 는 휘스톤 브릿지의

입력전압이다. 본 연구에서는 대략적으로 10V의 V_{ek} 값이 사용되었다. k 는 스트레인 게이지 상수이다.

Table 4.1 Strain gauge and related equipment

WaveBook	Maker : IOtech, Inc. Function : High-speed portable data acquisition device
WBK16	Maker : IOtech, Inc Function : 8-channel strain-gauge signal-conditioning module
Strain Gage	Maker : Kyowa Type :KFW-5-350-C1-11L1M2R Gauge Resistance : $348.8 \pm 1.2\%$ Gauge Factor : $2.14 \pm 1.2\%$

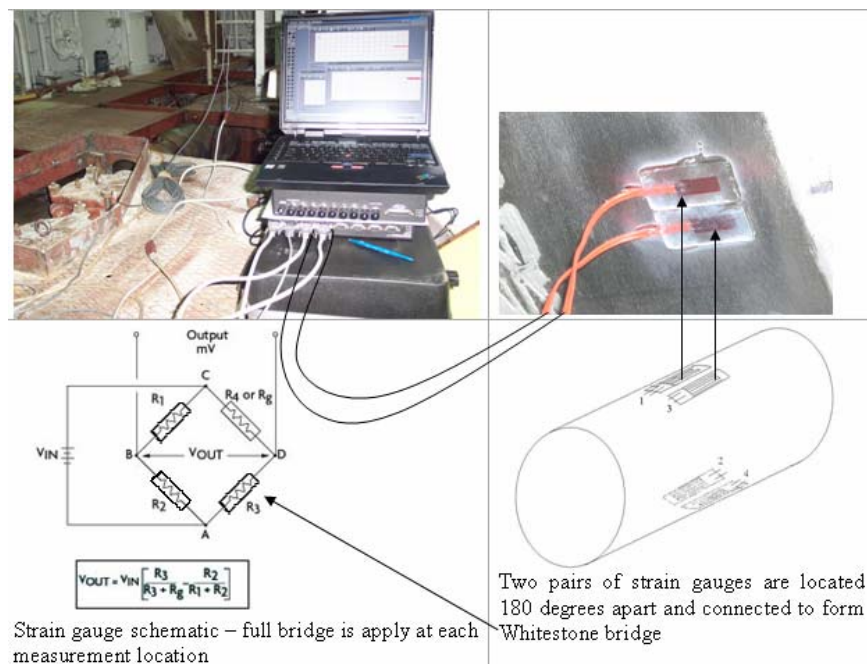


Fig. 4.4 Strain gauge installation and equipment

스트레인 게이지로부터 데이터는 스트레인 게이지 모듈인 IOtech사의 WBK16에서 더 좋은 조건이 되도록 필터링 된다. 그리고 데이터 저장 장비인 IOtech사의 WaveBook을 통해 아날로그에서 디지털 신호로 변화된다. WaveBook은 데이터를 PC에 보내고 PC에 설치된 DasyLab 소프트웨어를 통해 모아진 정보를 모멘트로 전환한다. DasyLab에서는 얻어진 데이터를 처리후 샘플링하고 필터링할 수 있는 기능이 있다. 측정하는 동안, 데이터는 스크린에서 계속적으로 모니터링 되고 동시에 디스크에 저장된다. **Fig. 4.5**는 위에서 언급한 데이터 처리 과정을 보여주고 있다. **Fig. 4.6**은 데이터의 처리와 그래프 작성 그리고 저장을 위해 사용한 DasyLab 소프트웨어에서 모델링한 예를 나타낸다. **Fig. 4.7**은 이렇게 해서 얻어진 모멘트 값을 보여준다.

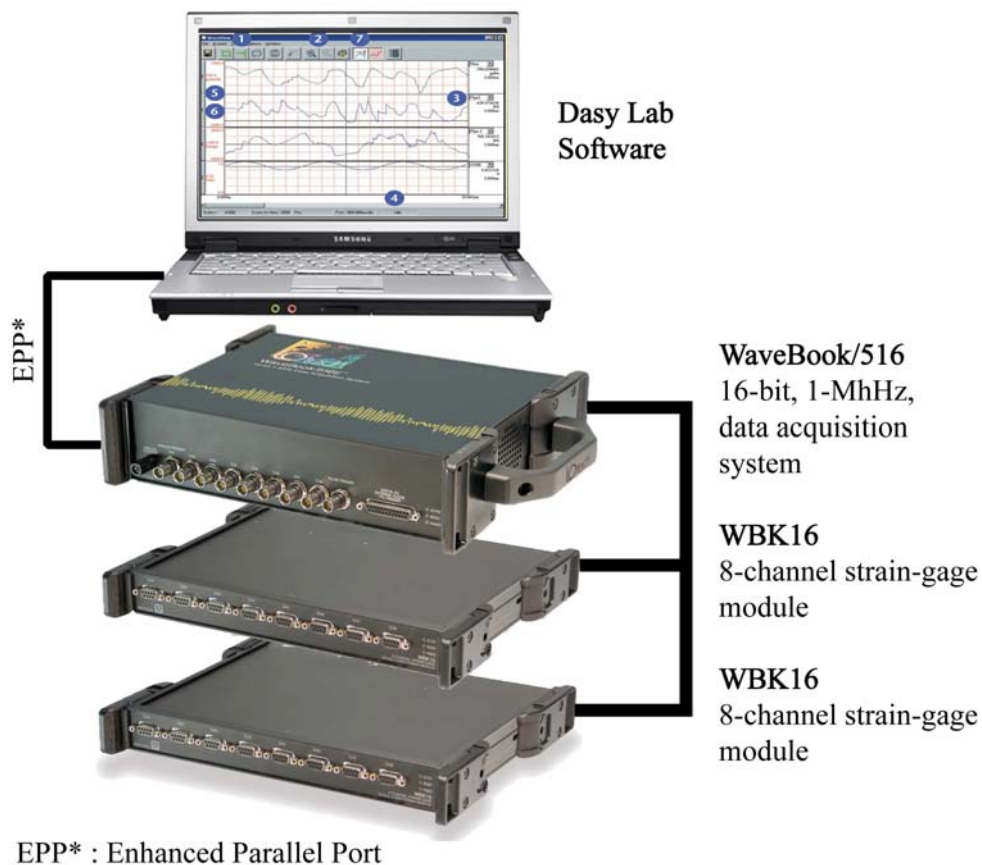


Fig. 4.5 Data processing

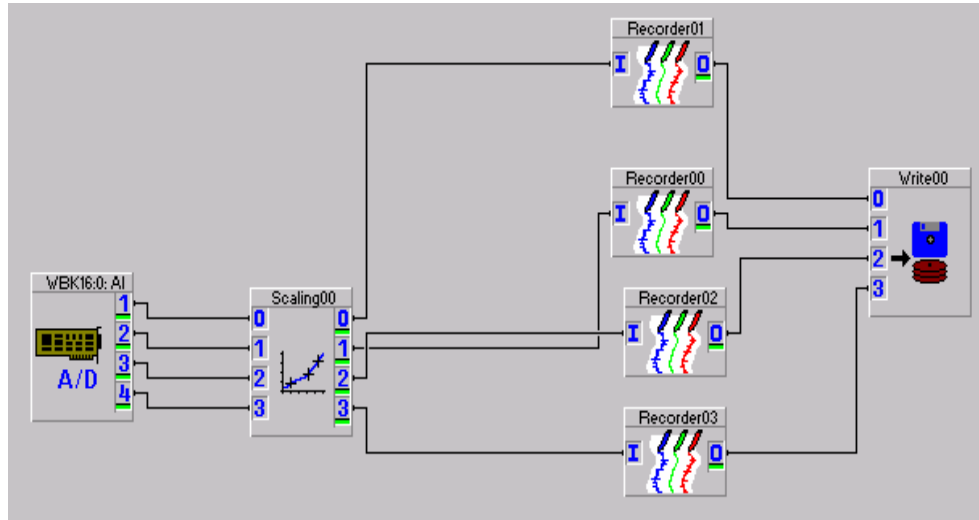


Fig. 4.6 DasyLab software for processing, graphing and storage

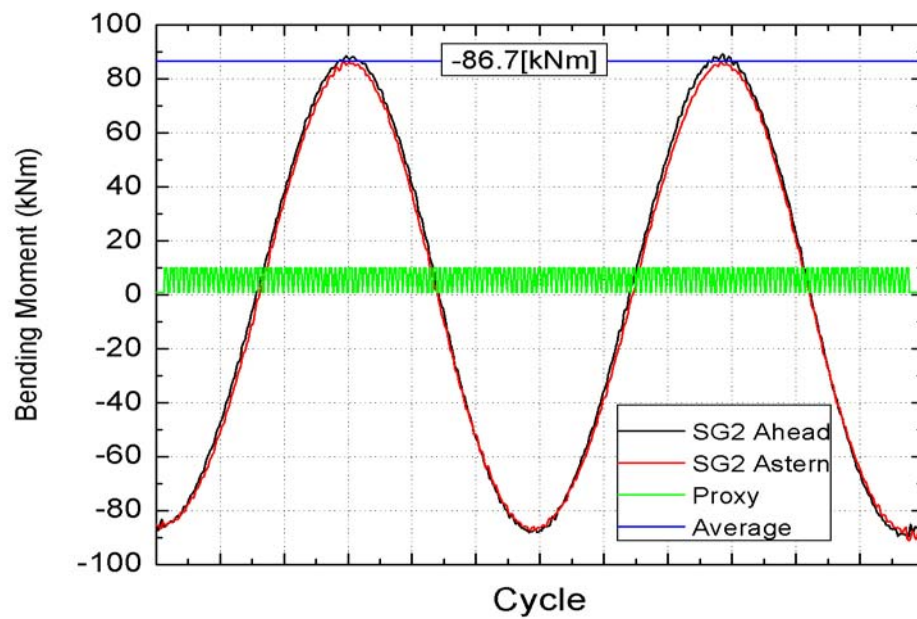


Fig. 4.7 Bending moments obtained by DasyLab software

4.2.3 베어링 반력의 측정

베어링 반력은 축계에 대하여 모든 접근 가능한 베어링에 대해 측정한다. 즉, 전부 선미관 베어링, 중간축 베어링 그리고 엔진 터닝휠에서 측정할 수 있는 후부 메인 엔진 베어링 등이다. 또한 디젤 엔진 내부에 있는 베어링은 가능한 한 많은 베어링을 측정해야 한다. Fig. 4.8은 베어링 측정 위치를 나타내고 있다.

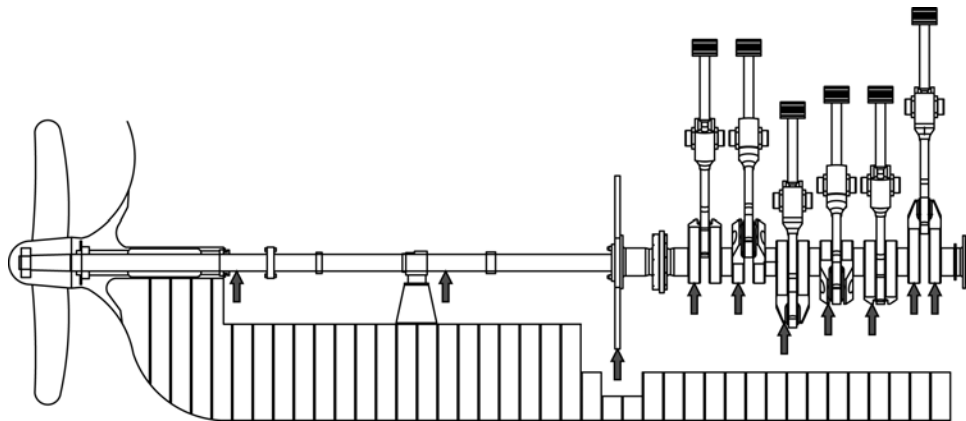


Fig. 4.8 Bearing reaction measuring points

4.2.4 역분석(reverse analysis)

역분석은 주어진 굽힘모멘트와 베어링 반력으로부터 베어링 읍셋을 역계산하는 절차 중의 하나이다. 역분석과 대조적으로, 일반적인 분석에선 설계된 베어링 읍셋으로부터 베어링 부하가 정의된다. 역분석은 두 부분으로 구성된다. 첫 번째 부분은 선박의 각 흘수 조건에 대한 베어링의 실제 수직 위치를 역계산하는 절대적인 베어링 읍셋 계산이다. 두 번째 부분은 역분석을 통해 구해진 실제 베어링 읍셋 값을 이용한 선체 변형 계산이다. 선체 변형은 여러 선체 조건사이의 차이로써 예상될 수 있다.

역분석 결과의 정확성은 측정의 정밀성에 달려 있는데 스트레인 게이지를 이용한 모멘트 측정이 책업 측정보다 높은 정확성을 준다.

Fig. 4.9는 역분석을 위해 개발된 유전 알고리즘을 이용한 역분석 프로그램의 윈도우 화면이다. 이 프로그램에서는 먼저 메인 엔진 베어링의 첫 번째와 끝 베어링이 읍셋이 영이 되게 하여 계산한다. 따라서 이 역분석 프로그램으로부터 Fig. 4.10과 같은 데이터를 처음에 얻는다. 그러나 실제 전부 선미관 베어링과 후부 선미관 베어링의 읍셋이 영이기 때문에 실제 베어링 읍셋을 구하기 위해서는 전후부 선미관 베어링의 읍셋이 영이 되도록 x축을 좌표변환 하는 것이 필요하다. Fig. 4.11은 좌표변환 한후의 실제 베어링 읍셋을 보여주고 있다. 또한 후부 선미관 베어링과 최전단 메인 엔진 베어링을 x축의 영이 되는 좌표계로 전환함으로써 양쪽 베어링을 기준으로 하는 선제 변형 값을 Fig. 4.12와 같이 얻을 수 있다.

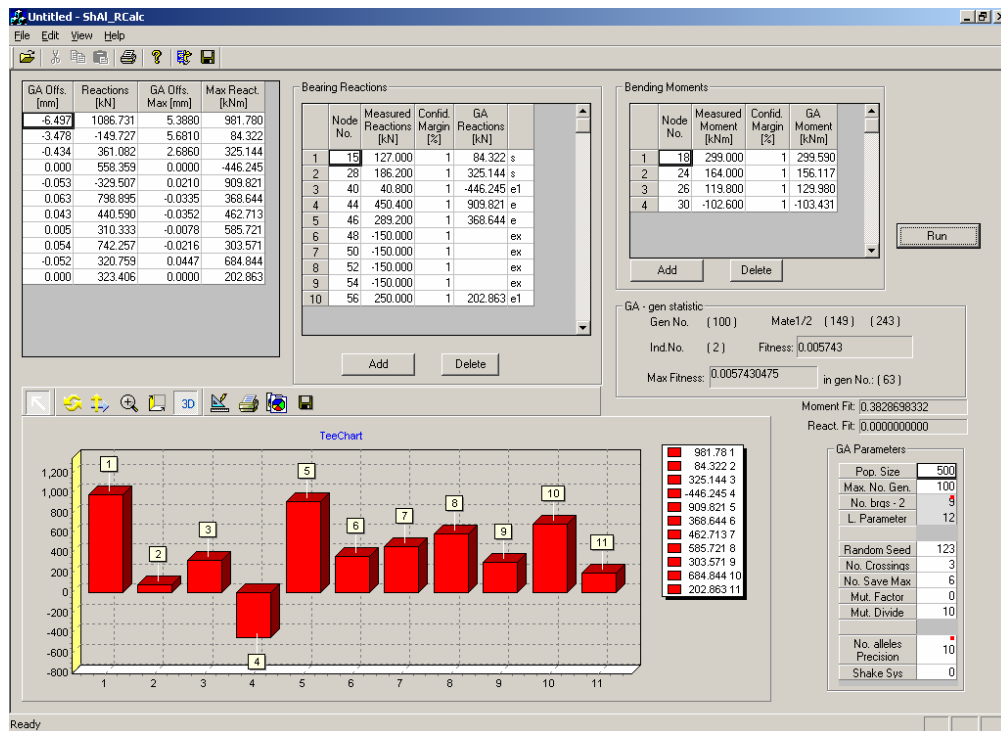


Fig. 4.9 Window screen for reverse analysis

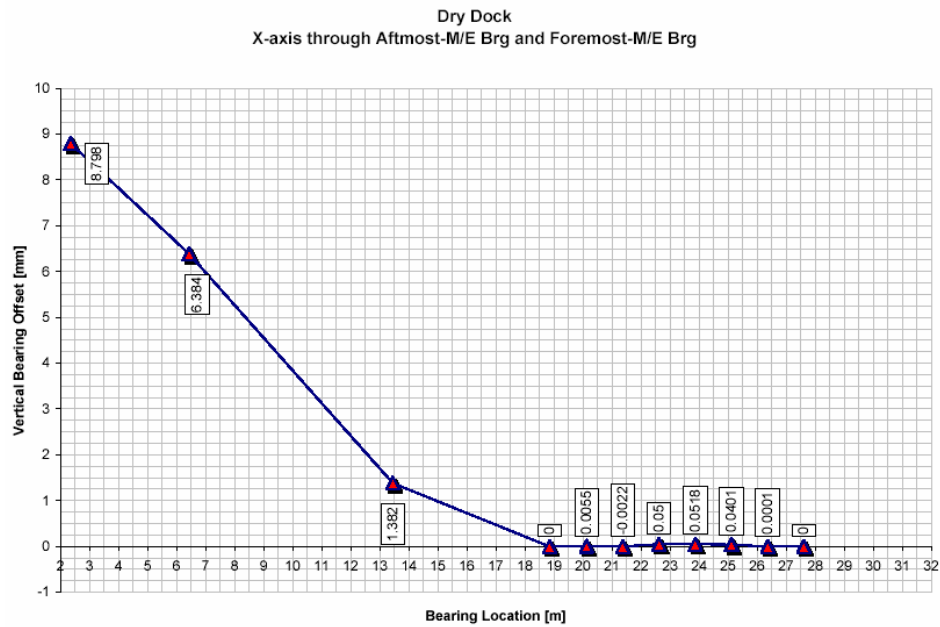


Fig. 4.10 Output from reverse analysis

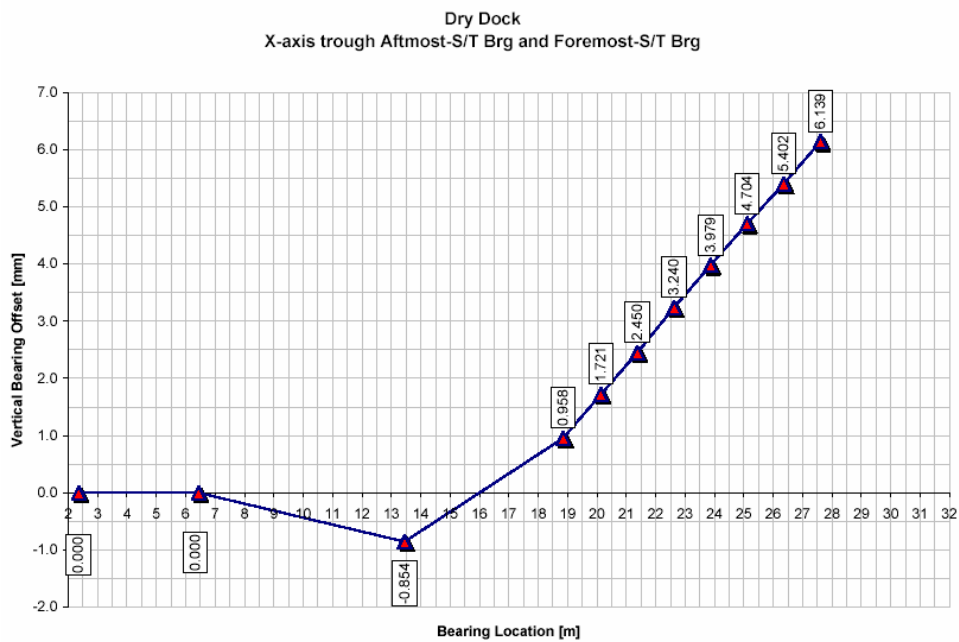


Fig. 4.11 Actual bearing offset converted from reverse analysis output

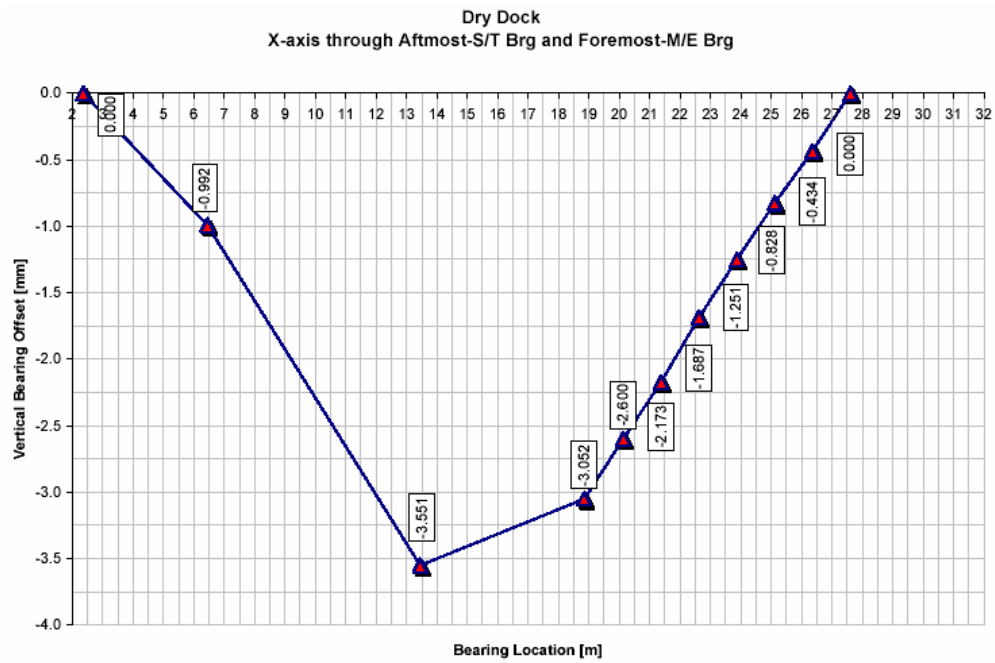


Fig. 4.12 Hull deflections between after stern tube Brg and No.1 M/E Brg

좌표변환을 위해 사용된 수식은 식(4.4)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \end{Bmatrix} \quad (4.4)$$

여기에서

$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix}$ 는 원래 좌표계에서의 점 좌표계이며,

$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix}$ 는 $\begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{Bmatrix}$ 의 원래 좌표계에서 변환된 점 좌표계이며,

$\begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}$ 는 변환 매트릭스이다. **Fig. 4.13**은 좌표계를 보여주고 있다.

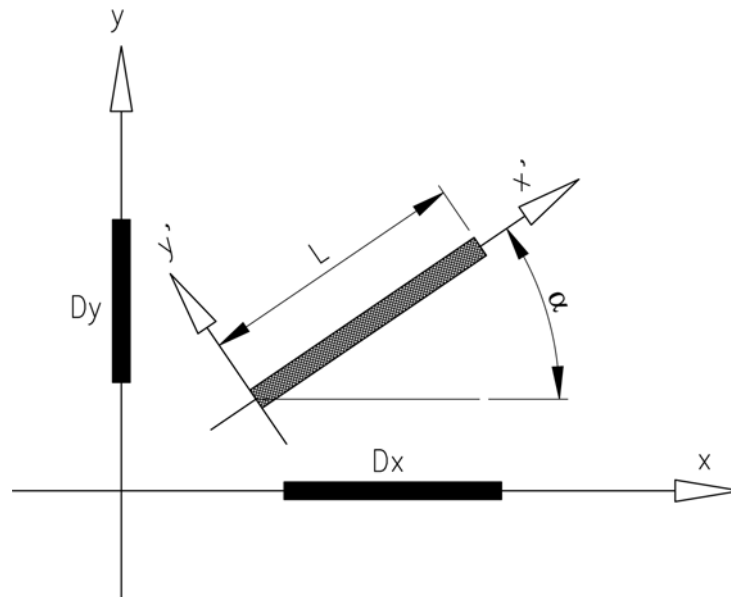


Fig. 4.13 Coordinate system

4.3 유한요소법과 역분석에 의한 선체 변형 결과 비교 분석

이 절에서는 유한요소 모델링을 이용하여 얻은 선체 변형 결과와 이 연구에서 개발한 역분석을 통해 얻어진 선체 변형 값을 비교함으로써 이 연구의 타당성을 확인하고자 한다.

4.3.1 축계 시스템

유한요소 모델과 역분석 해석의 비교를 위한 대상 선박의 축계 시스템은 Fig. 4.14와 같다. 이 선박의 경우 4개의 중간축과 5개의 중간축 베어링 그리고 15개의 메인 엔진 베어링을 가진, 축의 길이가 약 90m인 8000TEU급 컨테이너선으로서 메인 엔진 베어링의 손상이 종종 발생 했으며 그 원인을 규명하고자 하는 것이 선정 이유 중의 하나이다.

4.3.2 결과 비교 분석

Fig. 4.15는 선체 변형이 없는 상태에서의 선체 구조를 보여주고 있다. 이 때의 베어링 반력은 Fig. 4.16과 같다. 드라이독 상태에서 선체 변형이 없다고 가정할 때 모든 베어링은 항상 부하를 가지고 있음을 알 수 있다.

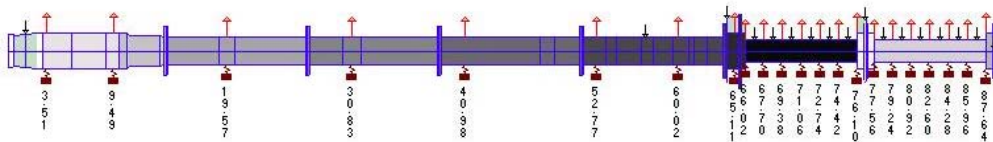


Fig. 4.14 Large container vessel shafting for shafting alignment analysis

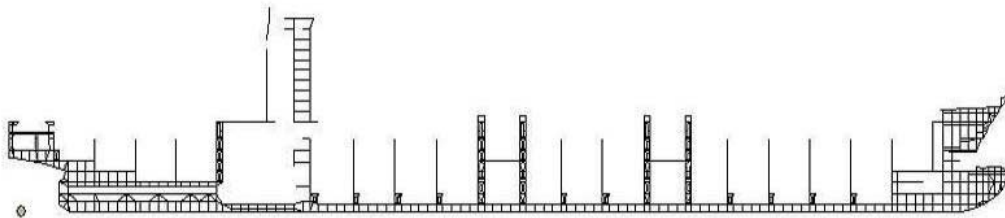


Fig. 4.15 Drydock condition with no hull deflections

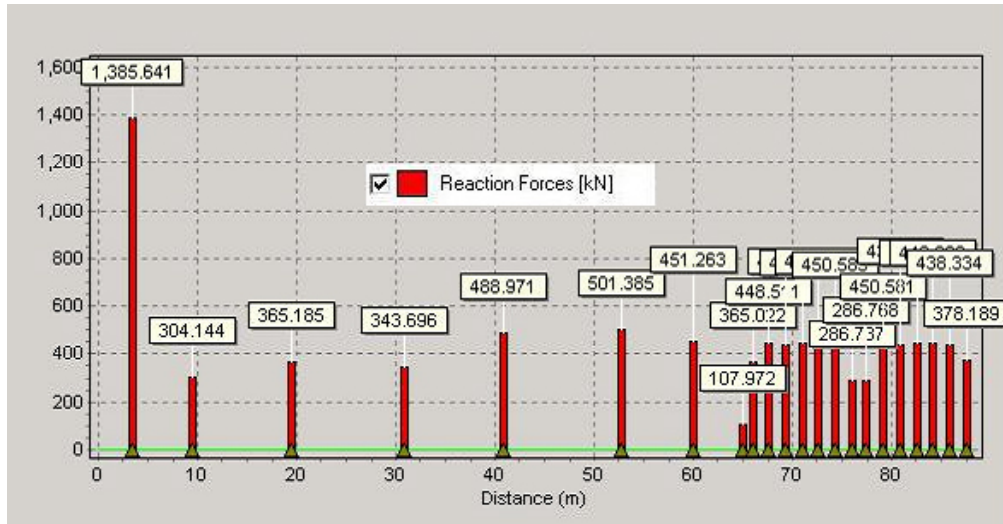


Fig. 4.16 Bearing reactions under drydock

Fig. 4.17은 발라스트 상태에서의 유한요소법에 의하여 계산한 선체 변형을 보여주고 있다. 이 때의 베어링 부하를 Fig. 4.18에 보인다. 발라스트 조건에서도 모든 베어링에 부하가 있으며 드라이독 상태와 비교해서 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

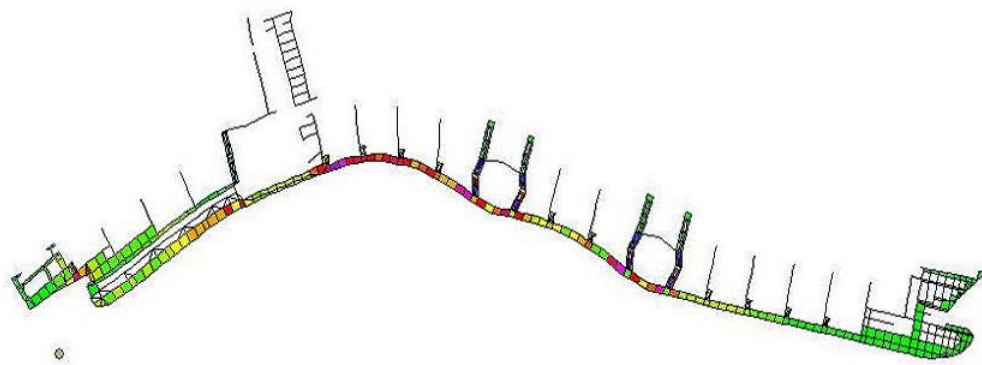


Fig. 4.17 Hull deflections under ballast still water condition

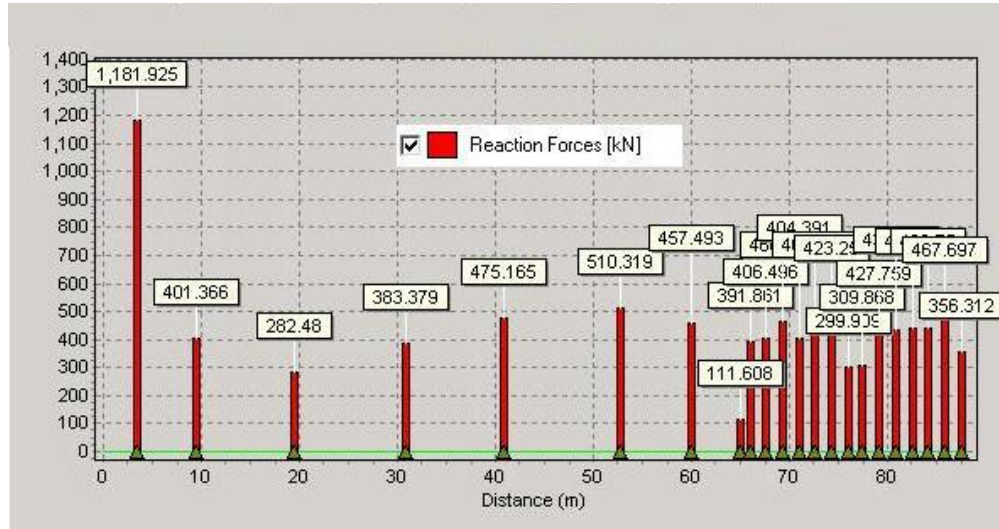


Fig. 4.18 Bearing reactions under ballast still water condition

Fig. 4.19는 만재 상태에서의 선체 변형을 보여주고 있다. Fig. 4.20은 만재 상태에서의 베어링 반력을 보인다. 최후부 두 번째 메인 엔진 베어링의 부하가 영임을 알 수 있다. Fig. 4.20에서 알 수 있듯이 선체 변형에 따라 베어링이 무부하인 경우가 생기는데 이는 후에 베어링 손상의 원인이 될 수 있다. 이를 막기 위해서 설계 단계에서 선체 변형을 고려하여 계산을 하여야 한다. 그러나 현실적으로 선체 변형을 고려한 계산은 어려운 실정이다.

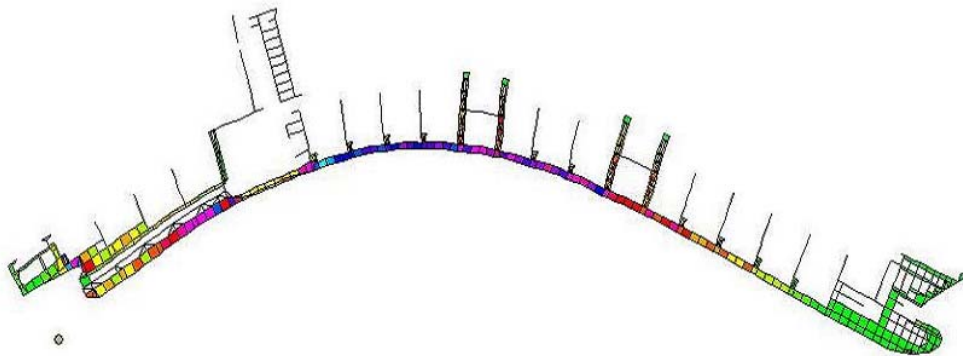


Fig. 4.19 Hull deflections under laden still water condition

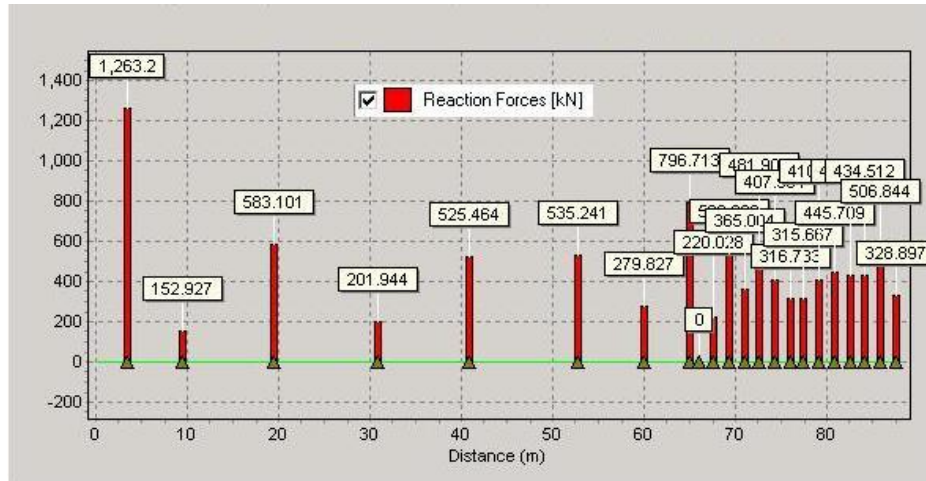


Fig. 4.20 Bearing reactions under laden still water condition

Fig. 4.21은 유한 요소법에 의해 구한 발라스트 조건에서의 선체 변형치와 역분석을 통해 구한 선체 변형치의 차이를 보여주고 있다. 거의 같은 경향이 나타남을 알 수 있으며 이를 분석 검토한 결과 역분석에 의한 선체 변형 해석의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 따라서 이 연구에서는 유한요소법의 시간과 경비의 비효율성 줄이기 위해서 측정된 데이터를 가지고 역으로 선체 변형을 구하고 이를 데이터화 하고자 한다.

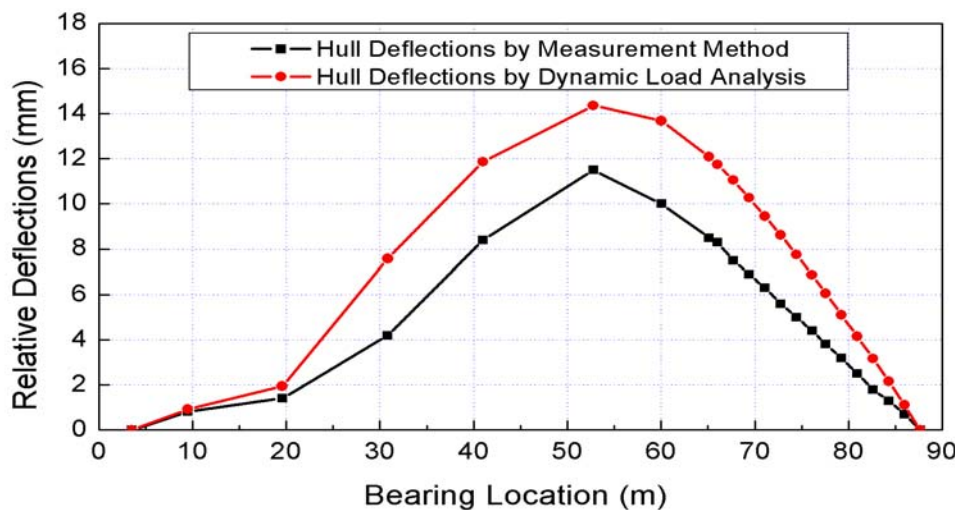


Fig. 4.21 Hull deflections comparison under ballast still water condition

제 5 장 역분석에 의한 실선 축계 베어링 읍셋 결과 및 분석

이 장에서는 앞 장에서 언급한 계측 데이터를 이용하여 역분석을 통해 도출된 실선 축계 베어링의 베어링 읍셋 결과를 비교 검토한다. 이 연구의 대상으로는 현재 한국 중·대형 조선소에서 건조하고 있는 32만톤급 및 15만톤급 원유 운반선과 10만톤급 정유 운반선 및 4만7천톤급 석유/화학 운반선을 선택하였으며 17만5천톤급 산적 화물선이 또한 포함 되었다. 유조선의 경우 한국 중·대형 조선소에서 건조량이 많기 때문에 한국 조선소에서, 산적 화물선의 경우에는 대만에 있는 조선소에서 계측하였다.

5.1 실선의 베어링 읍셋 해석 절차

이 절에서는 4장에서 언급한 방법을 실선에 적용하여 실선에 대한 베어링 읍셋을 구하기 위한 계산 절차 및 연구 내용을 설명한다. 상세 내용은 아래와 같다.

첫째, 대상 선박의 일반 사항을 설명함으로써 차후 동일 선박이나 유사한 선박의 축계 정렬 설계시 이 연구에서 얻은 데이터가 이용할 경우 참고가 되도록 하였다.

둘째, 축계 정렬을 위한 모델링은 메인 엔진 베어링의 경우 최후부 4개의 베어링 값만을 엔진 메이커에서 제공하나 계산의 정확성을 높이기 위해 모든 메인 엔진 베어링에 대하여 엔진 메이커에서 제공한 도면을 기초로 모델링 하였다.

셋째, 스트레인 게이지가 부착된 위치는 이 곳에서의 굽힘모멘트 값을 확인하기 위하여 하나의 절점으로 모델링한다. 스트레인 게이지 부착은 가능한 한 역분석의 정확성을 높이기 위해 많은 곳에 부착 하였다.

넷째, 측정은 드라이독 내와 진수후 베어링 조정전과 조정후 그리고 발라스트 조건과 만재 조건에서 수행함으로써 각 조건 사이의 베어링 읍셋의 변화를 확인 하였다.

다섯째, 스트레인 게이지 측정과 베어링 반력 측정은 같은 조건에서 같은 시간대

에 함으로써 시간차에 따른 일조량에 의한 선체 변형량을 줄이고 또한 바람이 없는
고요한 날을 측정일로 정함으로써 파도에 의해 발생할 수 있는 베어링의 부하의 변
동을 줄이도록 하였다.

여섯째, 측정에 의해 얻은 베어링 반력 값과 굽힘모멘트 값을 비교 검토함으로써
여러 선체 조건에 대한 베어링 반력을 분석 하였다. 이는 차기의 베어링 읍셋을 조
정하는데 좋은 참고 자료로 이용될 수 있다.

일곱째, 여러 선체 조건 간에 베어링 읍셋 변화를 비교 검토하고 그 특성에 대해
분석 하였다. 또한 이 자료는 선체 변형값을 계산하는 기준값으로 이용할 수 있다.

5.2 역분석에 의한 실선의 축계 베어링 읍셋 해석

이 절에서는 실제 선박을 대상으로 축계 베어링 읍셋을 해석하고 여러 선체 조건에 따라 베어링 읍셋에 어떤 변화가 있는지를 비교 검토한다.

5.2.1 32만톤급 원유 운반선의 축계 베어링 읍셋 해석

5.2.1.1 축계 정렬 모델링 및 계측 방법

이 절에서는 대상 선박의 일반 사항, 축계 정렬 모델링 그리고 측정 조건에 대해 자세히 설명한다. 첫 번째 대상인 32만톤급 원유 운반선의 일반 사항은 **Table 5.1**과 같다. 이 선박의 주기로는 MAN B&W 6S90MC-C 엔진이며 프로펠러 직경이 9.9m 인 대형 원유운반선이다. **Fig. 5.1**은 스트레인 게이지 설치 위치를 나타낸다. 이 선박의 경우 중간축에 4세트의 스트레인 게이지와 프로펠러축에 1세트의 스트레인 게이지를 부착 하였다.

Fig. 5.2는 대상 선박의 축계를 정렬 계산을 위해 모델링한 그림이다. 이 선박의 경우 선주의 요청에 따라 다른 선박보다 더 많은 조건, 즉 일곱 가지 적하상태의 선체 조건에서 측정이 이루어졌으며 그 상세 사항은 아래와 같다. 발라스트와 만재 조건하에서는 후부 피크 탱크를 물로 가득 채운 상태와 비운 상태에서 측정 하였다.

- (1) 드라이독-냉각 상태
- (2) 진수후 베어링의 최종 조정전- 냉각 상태(draught ; aft:4.5m, fore:3.8m)
- (3) 진수후 베어링의 최종 조정후 - 냉각 상태(draught ; aft:4.5m, fore:3.8m)
- (4) 시운전중, 발라스트 조건에서 후부 피크 탱크가 빈 조건
 - 가열 상태(draught ; aft:12.9m, fore:12.9m)
- (5) 시운전중, 발라스트 조건에서 후부 피크 탱크가 채워진 조건
 - 가열 상태(draught ; aft:11.5m, fore:9.3m)
- (6) 시운전중, 만재 조건에서 후부 피크 탱크가 빈 조건
 - 가열 상태(draught ; aft:20.8m, fore:20.8m)
- (7) 시운전중, 만재 조건에서 후부 피크 탱크가 채워진 조건
 - 가열 상태(draught ; aft:20.6m, fore:20.6m)

Table 5.1 Specification of the vessel(a)

Vessel type	320,000 DWT VLCC
Main engine	B&W 6S90MC-C, MCR 40,000BHP at 76 rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	990 mm/ 495 mm
Intermediate shaft Dia.	725 mm
Propeller shaft Dia.	810 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 9900 mm

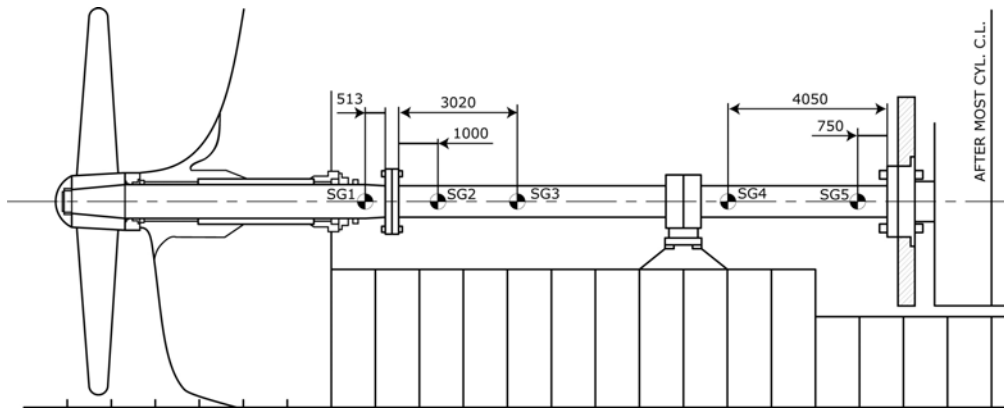


Fig. 5.1 Strain gauge positions installed(a)

5.2.1.2 축의 굽힘 모멘트 및 베어링 반력 비교 검토

Fig. 5.3은 여러 선체 조건에서 스트레인 게이지로 측정한 축 굽힘모멘트 값을 정리한 결과이다. 선체 흘수 변화에 따라 굽힘모멘트 값에 차이가 있음을 알 수 있다. 이것은 선체 변형에 의해 베어링 옵셋의 변함에 따라 나타나는 현상으로 추론된다.

Fig. 5.4는 여러 선체 조건하에서 측정된 베어링 반력 값을 보여주고 있다. 옵셋을 최종 조정한 후에 No. 8 메인 엔진 베어링 반력이 영이 됨을 알 수 있다. 그러나 발라스트 조건과 만재 조건의 가열 상태에서는 적절한 반력을 가지고 있다. 이는 흘수 변화에 따른 선체 변형에 의해 나타나는 현상이며 또한 엔진 아래의 윤활유 탱크가 열팽창으로 인하여 메인 엔진 베어링의 높이가 상승 하였기 때문이다. 따라서 본선의 축계 정렬 설계시 경험에 의한 선체 변형과 엔진 아래에 위치한 윤활유 탱크의 열팽창에 대한 고려가 있었음을 알 수 있다.

전부 선미관 베어링의 경우 발라스트 조건에서 후부 피크 탱크가 물로 채워진 경우와 빈 경우의 반력이 각각 143.9kN과 57kN이고 만재 조건에서는 각각 152.3kN과 83.8kN이었다. 이는 후부 피크 탱크의 조건에 따라 전부 선미관 베어링의 반력이 상당한 영향을 받고 있음을 의미한다.

계산의 정확성을 높이기 위해서 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링 그리고 3개의 후부 메인 엔진 베어링이 주어진 모든 적하 상태에 대해 계측 되었다. 또한 베어링의 최종 조정후와 후부 피크 탱크가 물로 가득찬 만재 조건에서도 모든 베어링의 계측이 수행되었다.

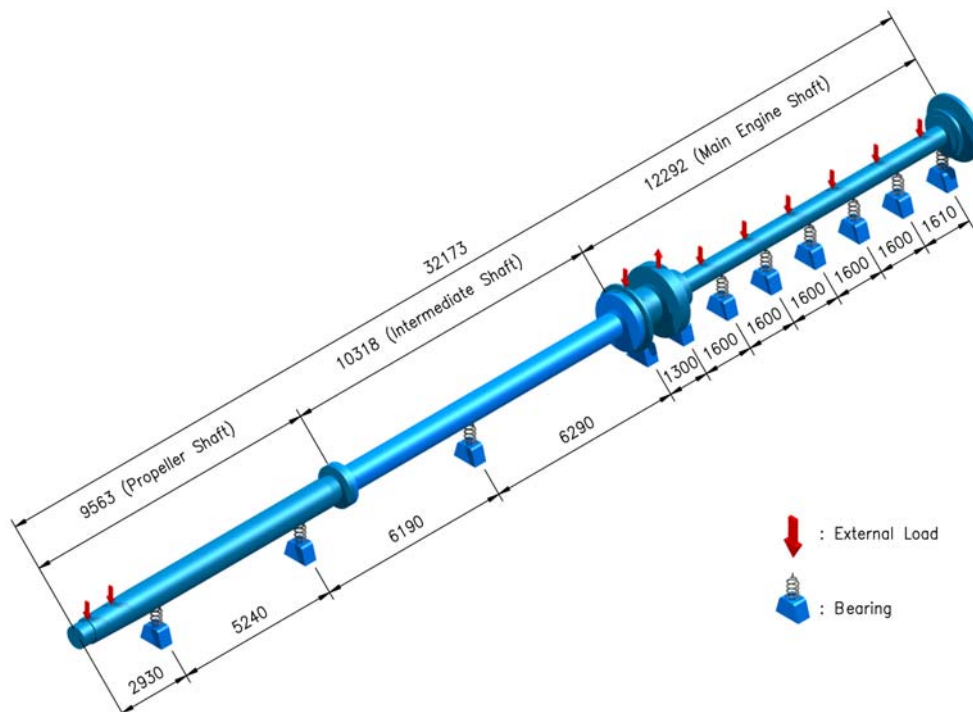


Fig. 5.2 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(a)

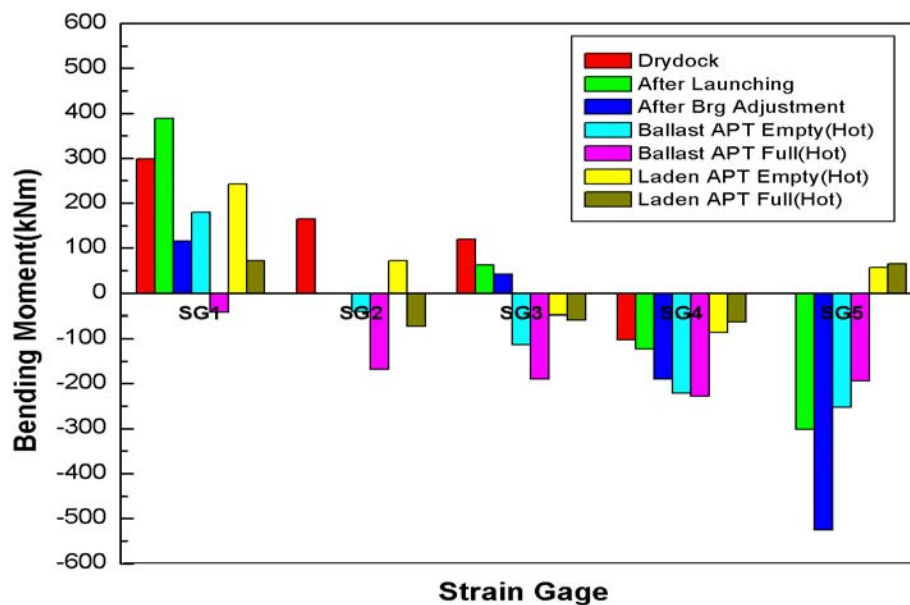


Fig. 5.3 Shaft bending moments of each condition(a)

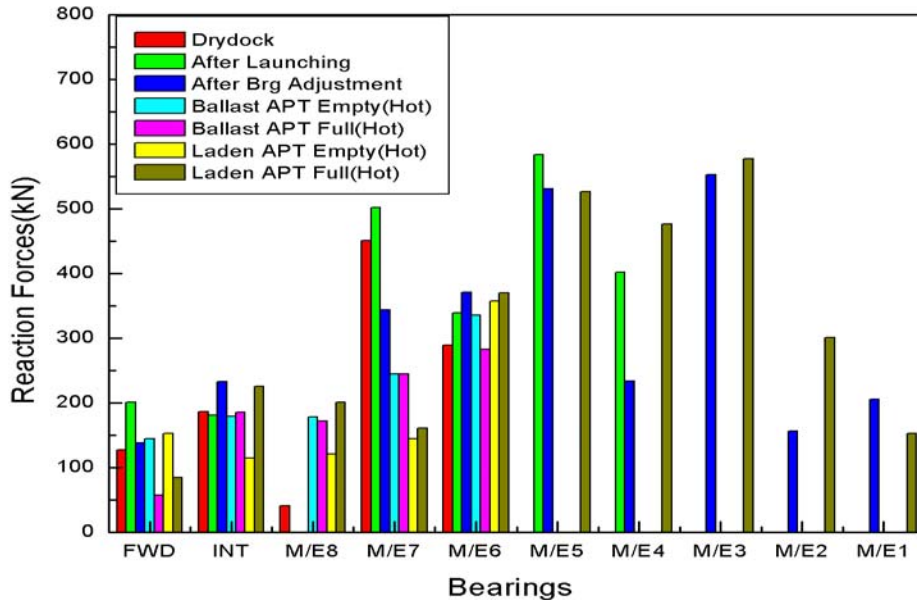


Fig. 5.4 Bearing reaction forces of each condition(a)

5.2.1.3 역분석에 의한 실제 베어링 읍셋 비교 검토

이 절에서는 위에서 얻어진 측정 자료를 가지고 역분석을 통하여 얻어진 베어링의 실제 읍셋의 변화를 비교 분석한다. Fig. 5.5는 드라이독 상태와 진수후의 베어링 읍셋 값을 비교한 결과이다. 이 선박의 경우 드라이독에서 진수를 하더라도 베어링 읍셋에는 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 이와 같이 진수를 하더라도 드라이독에서의 상태와 비교하여 베어링 읍셋의 변화가 거의 없다면 축계 정렬 작업을 드라이독 상태에서 모두 수행해도 큰 문제가 없다는 것을 의미한다.

Fig. 5.6은 실제 베어링 읍셋 조정이 끝난 상태에서의 베어링 읍셋과 설계에서 제시한 드라이독 상태에서의 베어링 읍셋의 차이를 보여주고 있다. 실제 베어링 높이는 설계치와 약간의 차이가 있음을 알 수 있다. 그러나 통상적으로 베어링 반력의 오차 범위가 $\pm 15\%$ 임을 고려하면 설계치와 유사하게 축을 설치하였음을 알 수 있다.

Fig. 5.7은 실제 베어링 최종 조정후와 후부 피크 탱크에 물로 가득 채운 발라스

트 조건사이의 베어링 읍셋 변화를 보여주고 있다. 선체 조건이 달라짐에 따라 베어링 읍셋이 상당히 많이 변함을 알 수 있다. 이는 실제 정렬 계산에서 베어링의 읍셋이 0.1mm 정도의 변동에 의해서도 베어링 반력이 크게 변함을 고려하면 큰 변화량이라 할 수 있다.

Fig. 5.8은 베어링 최종 조정후와 만재 조건하에서 후부 피크 탱크가 물로 가득찬 경우의 베어링 읍셋 변화를 보여주고 있다. 발라스트 조건에서의 변화보다는 오히려 적게 변화가 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 5.9는 발라스트 조건하에서 후부 피크 탱크가 빈 경우와 물이 가득찬 경우의 베어링 읍셋의 변화를 보이고 있다. 이 경우 앞에서 언급한 것처럼 베어링 반력에는 상당한 변화가 있었다. 베어링 읍셋에 있어서도 후부 피크 탱크의 조건에 따라 상당한 변화가 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 5.10은 발라스트와 만재 조건에서 후부 피크 탱크가 물이 가득찬 상태에서의 베어링 읍셋 변화를 보이고 있다. 두 조건에 따라 베어링 읍셋에 상당한 변화가 있음을 알 수 있다. 따라서 실제 정렬 계산에서는 이러한 선체 변형을 고려해야 만이 선체 변형에 따라 발생할 수 있는 베어링 반력의 변동을 최소로 줄일 수 있다.

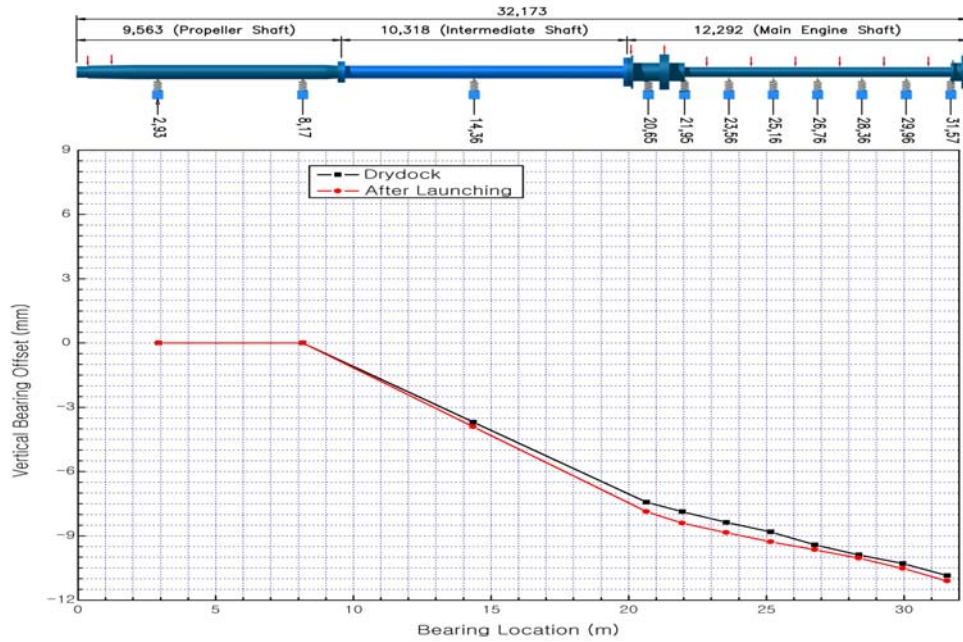


Fig. 5.5 Bearing offset under drydock and launching conditions(a)

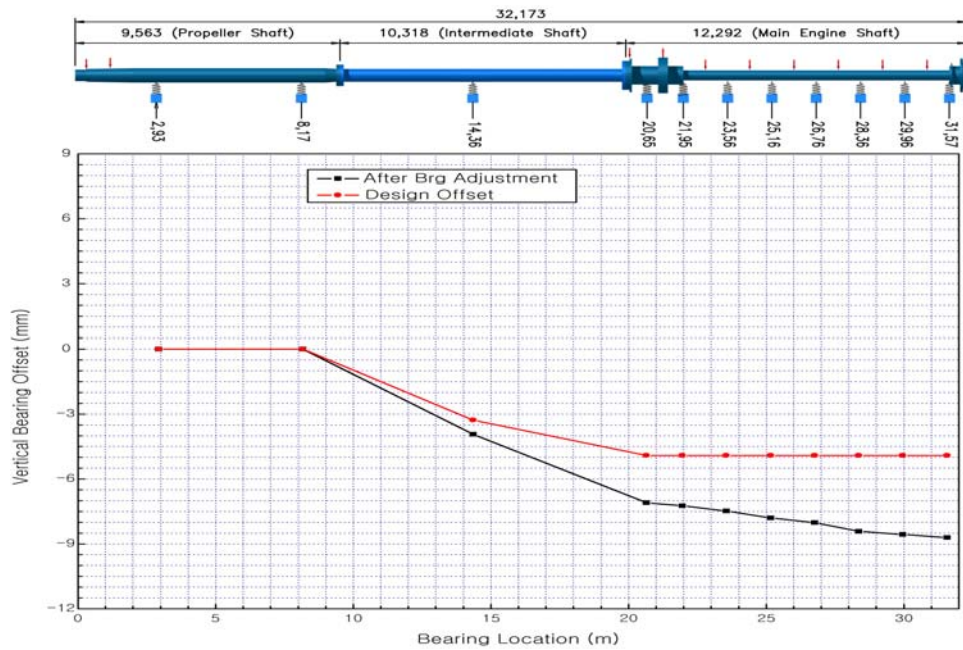


Fig. 5.6 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(a)

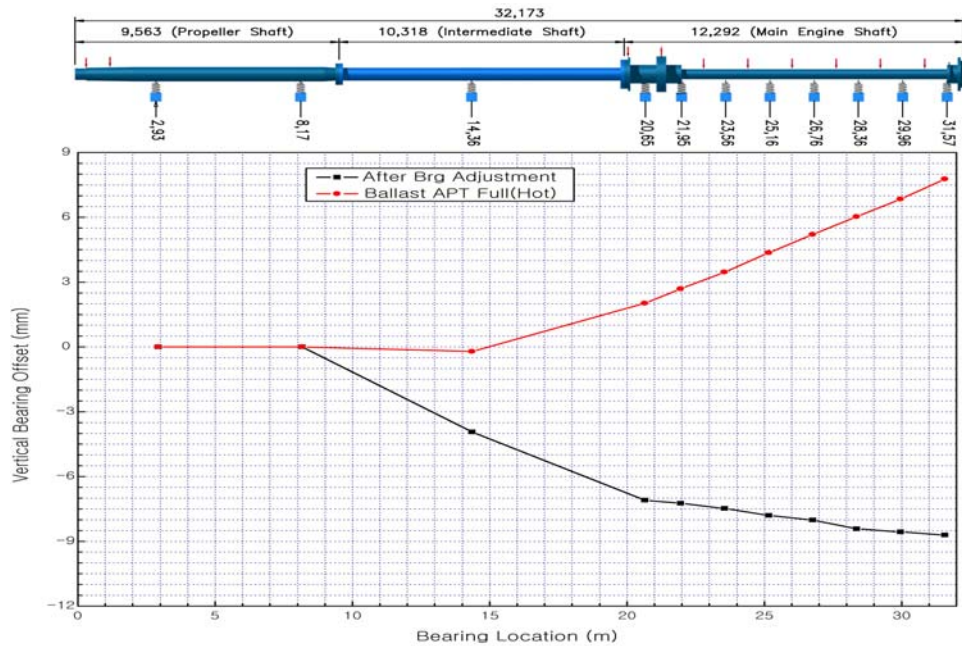


Fig. 5.7 Bearing offset under bearing final adjustment and ballast APT full conditions

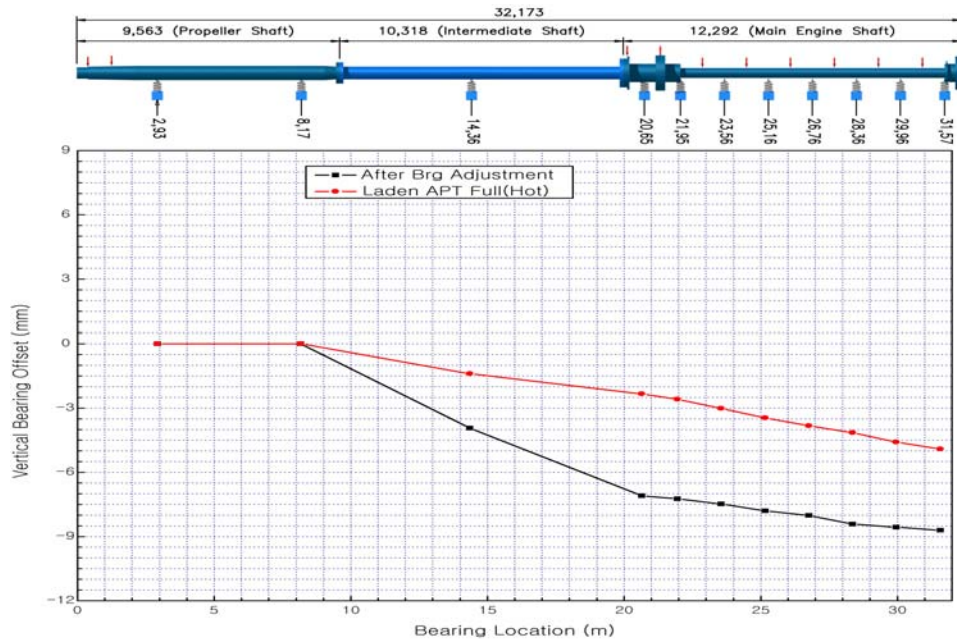


Fig. 5.8 Bearing offset under bearing final adjustment and laden APT full conditions

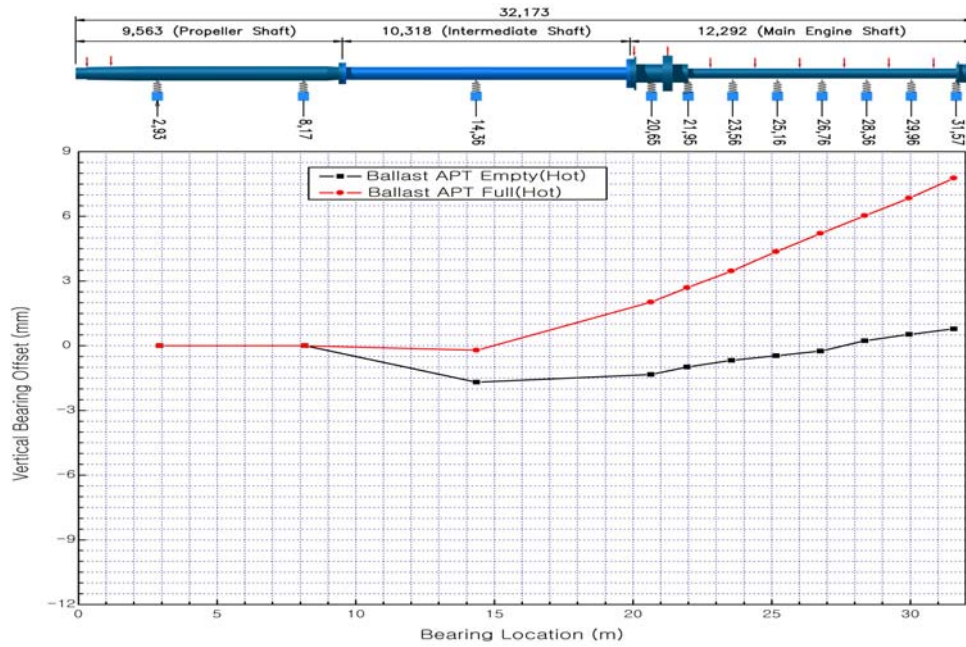


Fig. 5.9 Bearing offset under ballast APT empty and ballast APT full conditions

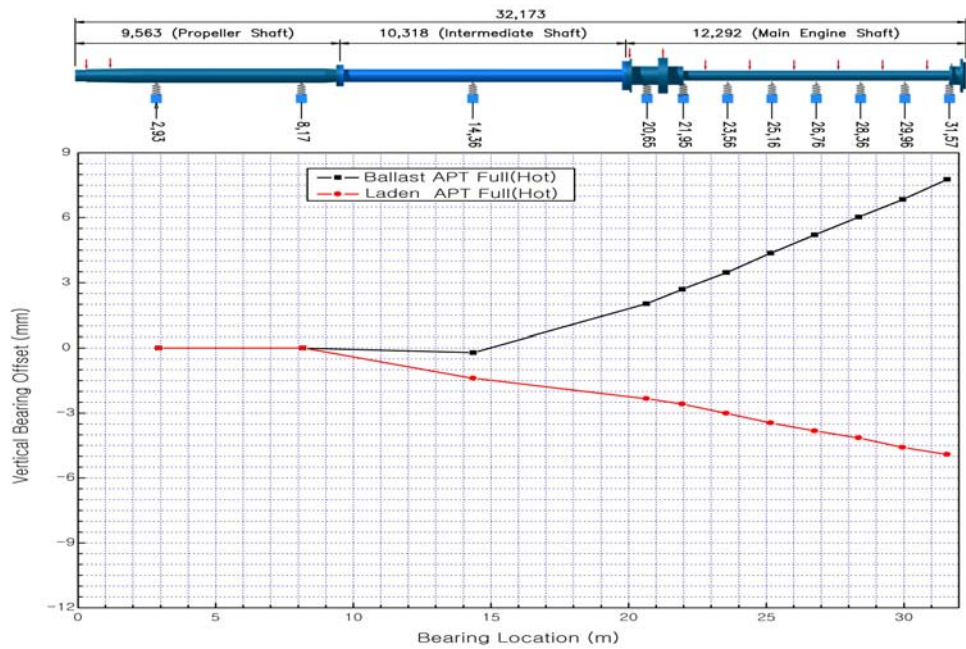


Fig. 5.10 Bearing offset under ballast APT full and laden APT full conditions

5.2.2 15만 9천톤급 원유 운반선의 축계 베어링 옵션 해석

5.2.2.1 축계 정렬 모델링 및 계측 방법

두 번째 대상인 15만 9천톤급 원유 운반선의 일반 사항을 **Table 5.2**에 보인다. 이 선박의 주기는 MAN B&W사의 6S70MC-C 엔진이며 마력은 91rpm에서 25,320BHP이다. **Fig. 5.11**은 이 선박의 스트레인 게이지 설치 위치를 보여주고 있다. 4세트의 스트레인 게이지를 중간축에 부착하였으며 프로펠러축에는 공간이 허락하지 않아 스트레인 게이지를 부착할 수 없었다. **Fig. 5.12**는 축계 정렬 계산을 위해 모델링한 것을 보인다. 크랭크축의 경우 계산의 정확성을 높이기 위해 실제 엔진의 크랭크축 도면을 기초로 모델링 하였다. 이 선박의 계측 조건은 아래와 같다. 진수후 베어링 조정은 없었던 관계로 진수후 계측값이 최종 설치된 베어링 옵션 값이다.

- (1) 드라이독 - 냉각 상태
- (2) 진수후 베어링의 최종 조정전 - 냉각 상태(draught ; aft:6.72m, fore:4.25m)
- (3) 시운전중, 만재 조건 - 가열 상태(draught ; aft:16m, fore:16m)

Table 5.2 Specification of the vessel(b)

Vessel type	159,000 DWT Crude Oil Carrier
Main engine	MAN B&W 6S70MC-C, MCR 25,320BHP at 91 rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	840 mm/ 150 mm
Intermediate shaft Dia.	590 mm
Propeller shaft Dia.	655 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 8200 mm

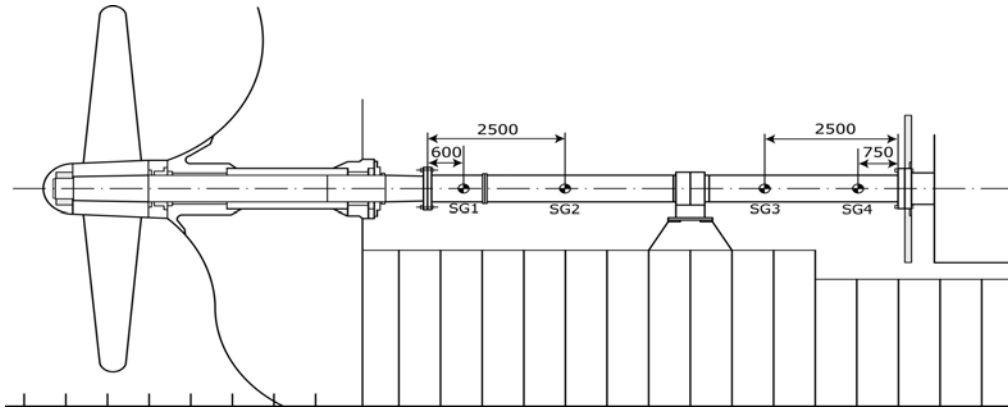


Fig. 5.11 Strain gauge positions installed(b)

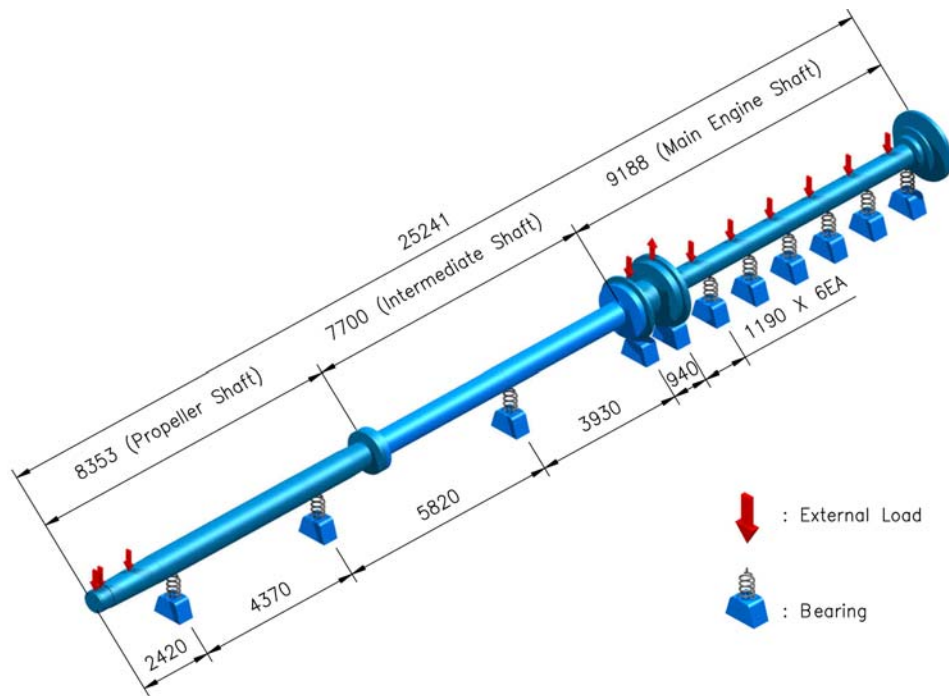


Fig. 5.12 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(b)

5.2.2.2 축의 굽힘 모멘트 및 베어링 반력 비교 검토

Fig. 5.13은 스트레인 게이지 계측으로 얻어진 축의 굽힘모멘트 값을 정리한 결과이다. 선체의 조건이 달라짐에 따라 굽힘모멘트 값의 변화가 있음을 알 수 있다. Fig. 5.14는 각 선체 흘수 조건에 따른 베어링 반력의 변화를 나타낸다. 이 선박의 경우 드라이독과 진수후에 모든 베어링의 반력을 측정 하였으며 시운전 중에는 시운전 일정과 측정의 어려움 때문에 전부 선미관 베어링, 중간축 베어링 그리고 최후부 3개의 메인 엔진 베어링에 대해서만 측정 하였다. 이 선박의 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 드라이독과 진수후에는 매우 작은 부하가 걸리도록 설계되었으나 실제 운항 조건에서는 베어링에 적절한 부하가 있음을 알 수 있다. 이는 앞 절에서 언급했듯이 선체 변형과 가열 상태에서의 메인 엔진 하부의 윤활유 탱크가 가열 팽창하여 상대적으로 베어링의 읍셋이 올라가는 효과가 있기 때문인데 이 선박의 경우 조선소 설계자가 이러한 현상을 미리 설계에 반영했음을 알 수 있다.

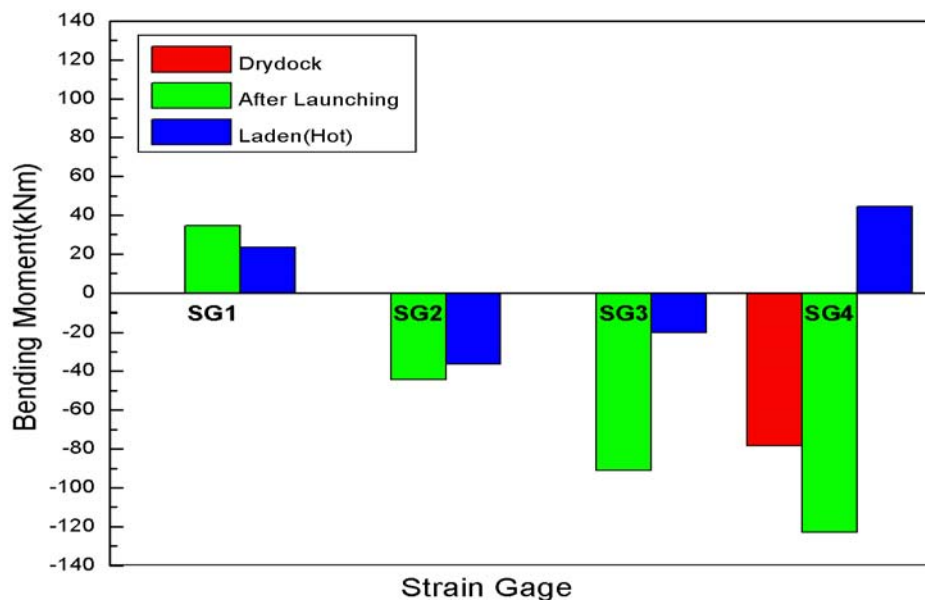


Fig. 5.13 Shaft bending moments of each condition(b)

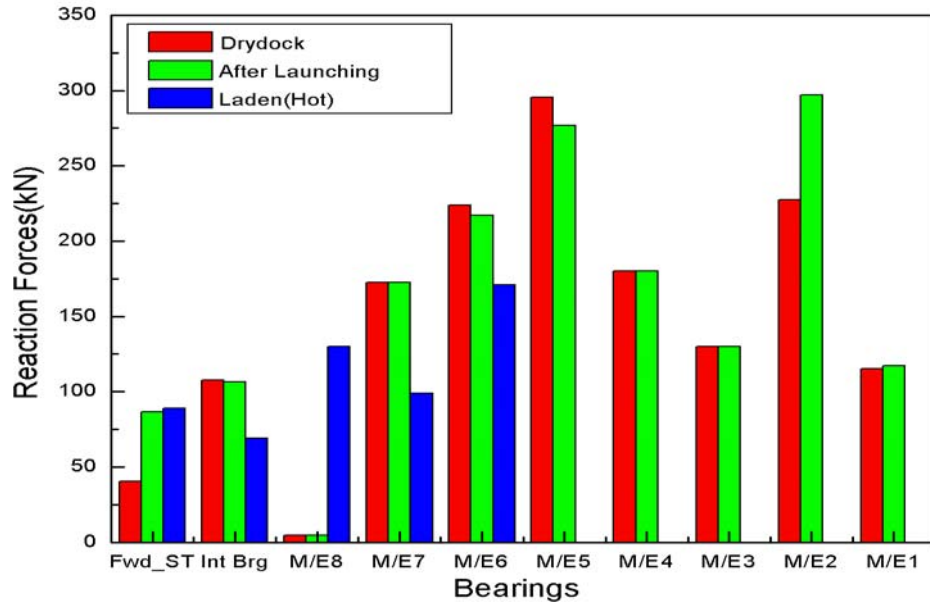


Fig. 5.14 Bearing reaction forces of each condition(b)

5.2.2.3 역분석에 의한 실제 베어링 읍셋 비교 검토

Fig. 5.15는 드라이독과 진수후의 베어링 읍셋의 차이를 보여주고 있다. 32만톤급에 비하여 오히려 진수전후의 변화가 더 큰 것을 알 수 있다. Fig. 5.16은 실제 베어링 읍셋과 설계에서 제시한 드라이독 상태에서의 베어링 읍셋의 차이를 보인다. 설계치보다 전체적으로 베어링 높이가 낮게 설치되었으며 엔진 자체의 앞쪽이 뒤쪽보다 약간 낮게 설치되었음을 알 수 있다. Fig. 5.17은 진수후와 만재 조건에서의 베어링 읍셋 차이를 보여주고 있다. 엔진 자체가 선체 변형에 의해 앞쪽으로 큰 기울기를 가지고 있으며 최후부 메인 엔진 베어링의 읍셋은 진수후의 조건과 같음을 알 수 있다.

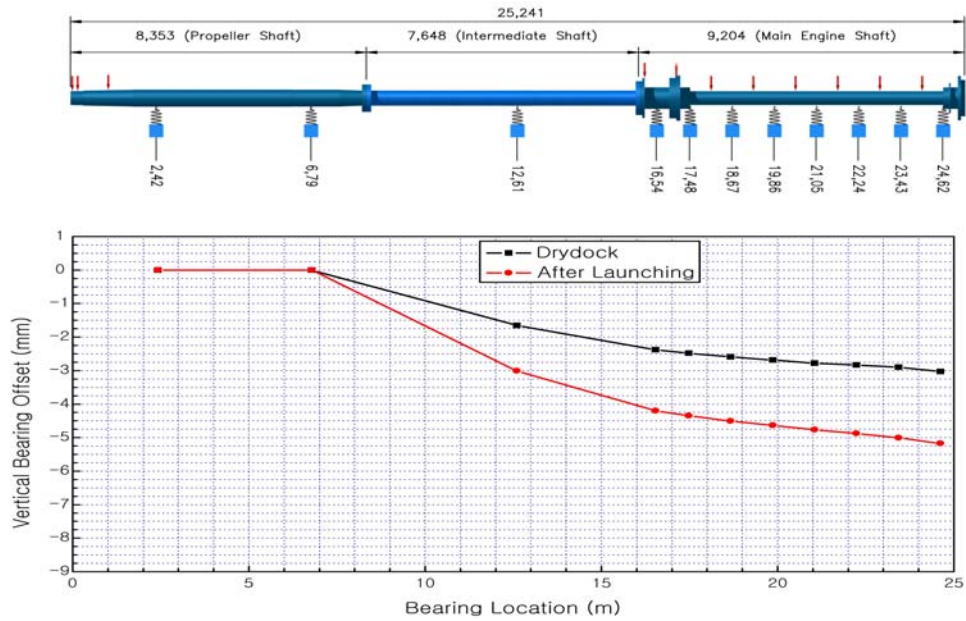


Fig. 5.15 Bearing offset under drydock and launching conditions(b)

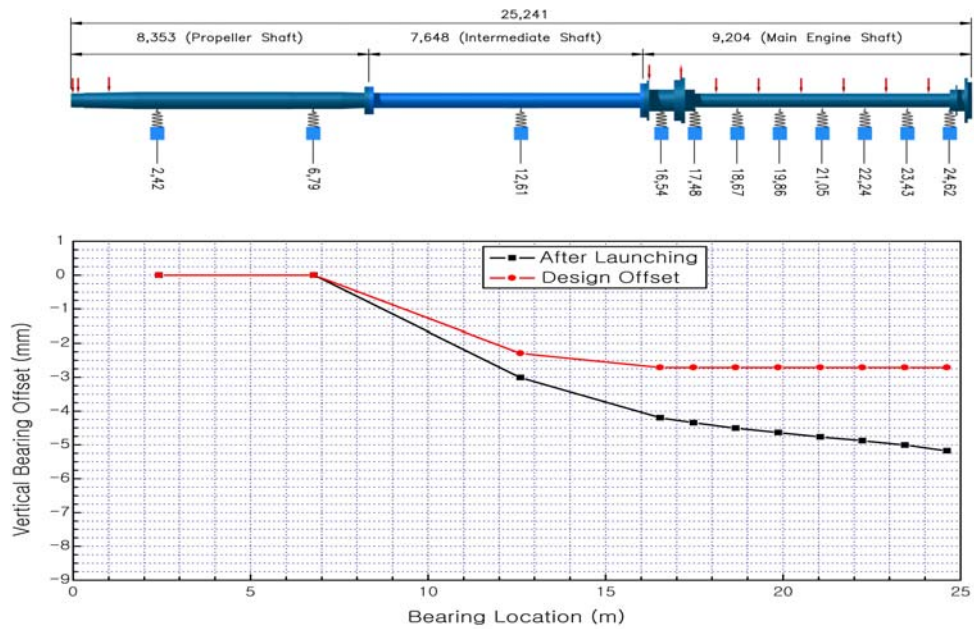


Fig. 5.16 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(b)

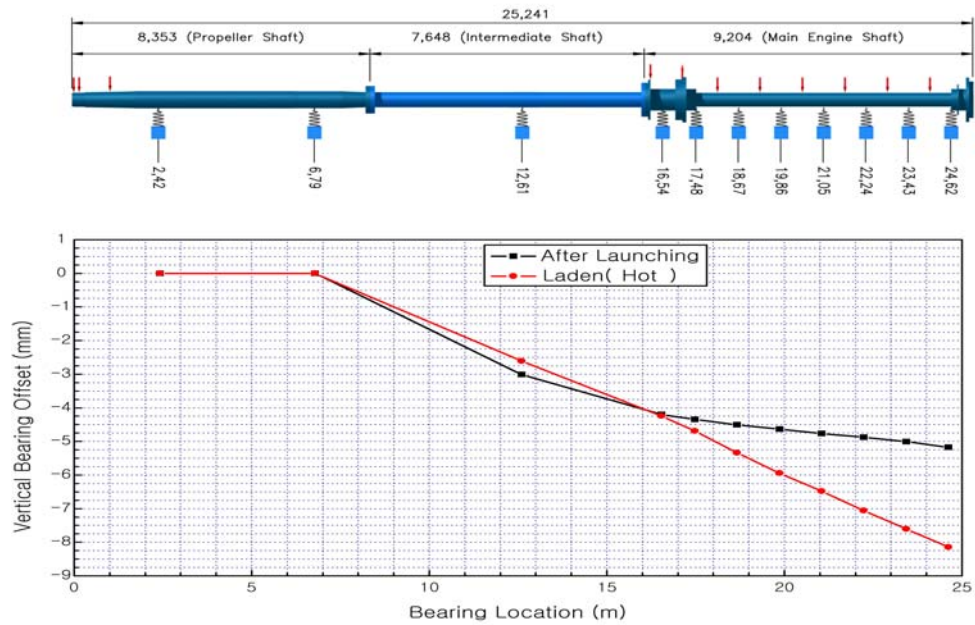


Fig. 5.17 Bearing offset under launching and laden(hot) conditions

5.2.3 10만 5천톤급 정유 운반선의 축계 베어링 읍셋 해석

5.2.3.1 축계 정렬 모델링 및 계측 방법

세 번째 연구 대상인 10만 5천톤급 정유 운반선에 대한 일반 사항을 **Table 5.3**에 정리 하였다. 이 선박은 MAN B&W 7S60MC-C엔진을 주기로 사용하고 있으며 직경이 7.45m인 프로펠러를 가지고 있다. **Fig. 5.18**은 본 선박에 설치한 스트레인 게이지의 부착 위치를 보여 주고 있다. 중간축에 4세트의 스트레인 게이지와 프로펠러 축에 1세트의 스트레인 게이지를 부착하였다. **Fig. 5.19**는 축계 정렬을 계산하기 위하여 모델링한 그림이다. 측정 조건은 아래와 같다.

- (1) 드라이독-냉각 상태
- (2) 진수후 베어링의 최종 조정전- 냉각 상태(draught ; aft:3.6m, fore:3.6m)
- (3) 진수후 베어링의 최종 조정후 - 냉각 상태(draught ; aft:4.2m, fore:3.5m)
- (4) 시운전중, 발라스트 조건 - 냉각 상태(draught ; aft:8m, fore:6m)
- (5) 시운전중, 만재 조건 - 가열 상태(draught ; aft:13.6m, fore:13.6m)

Table 5.3 Specification of the vessel(c)

Vessel type	105,000 DWT Product Oil Carrier
Main engine	MAN B&W 7S60MC-C, MCR 21,490BHP at 105 rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	720 mm/ 115 mm
Intermediate shaft Dia.	510 mm
Propeller shaft Dia.	760 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 7450 mm

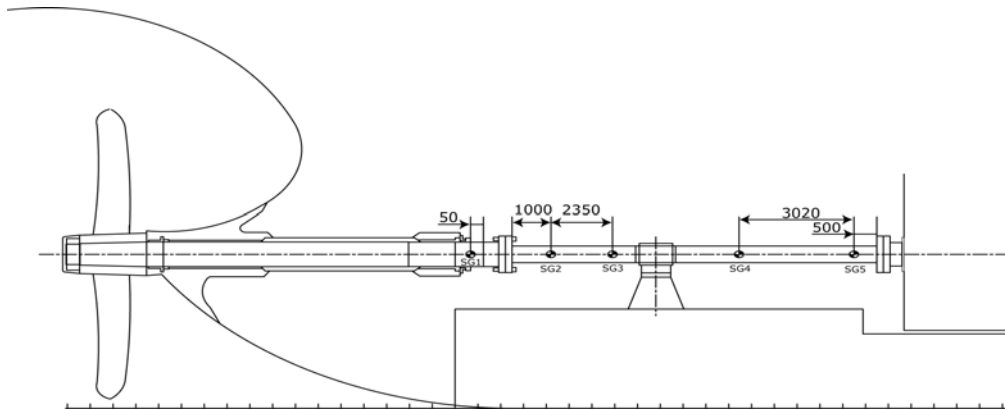


Fig. 5.18 Strain gauge positions installed(c)

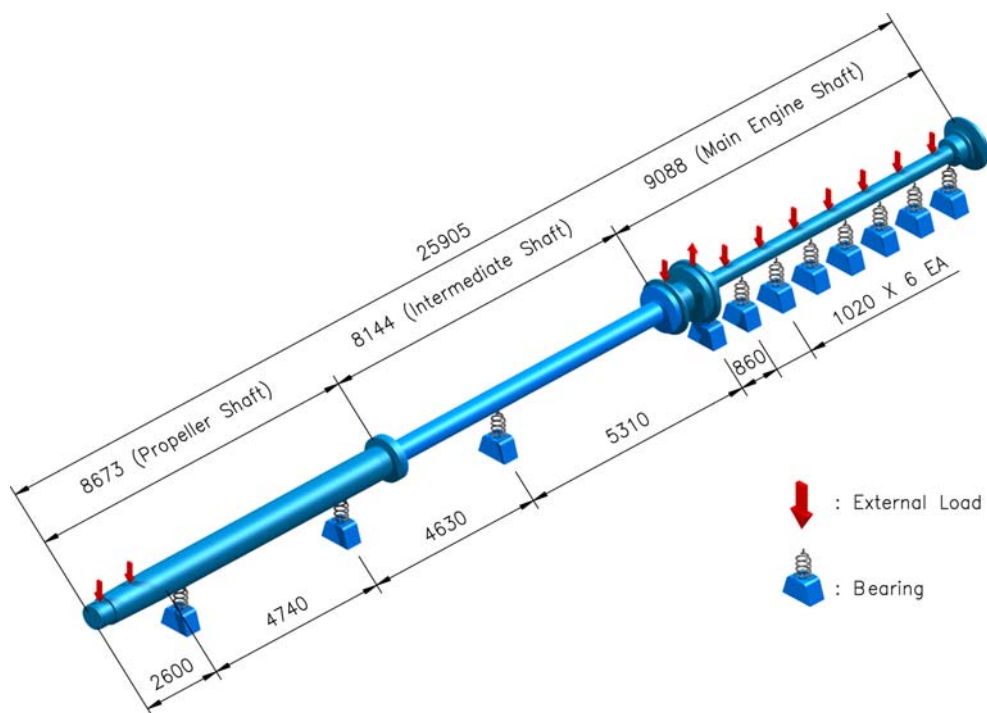


Fig. 5.19 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(c)

5.2.3.2 축의 굽힘 모멘트 및 베어링 반력 비교 검토

Fig. 5.20은 여러 선체 조건에 대한 축의 굽힘모멘트의 측정 결과를 보여주고 있다. 앞에서 언급한 두 선박보다 굽힘모멘트의 변화가 많음을 알 수 있다. Fig. 5.21은 여러 선체 조건에 대한 베어링 반력값을 보여주고 있다. 이 선박의 경우 시운전 중 만재 조건에서는 여건상 베어링 반력을 계측하지 못했다. 또한 엔진 안에 있는 베어링의 경우 사정상 시운전시에 후부 세 개의 메인 엔진 베어링에 대해서만 계측이 이루어졌다. 통상적으로 15만톤급 이상의 대형 유조선의 경우 최후부 메인 엔진 베어링의 반력은 베어링 최종 조정후에 거의 부하를 가지지 않게 설계하여 설치하나 이 선박의 경우는 최후부 메인 엔진 베어링의 반력값이 여러 적하 상태의 선체 조건에 따라 크게 변하지 않음을 알 수 있다.

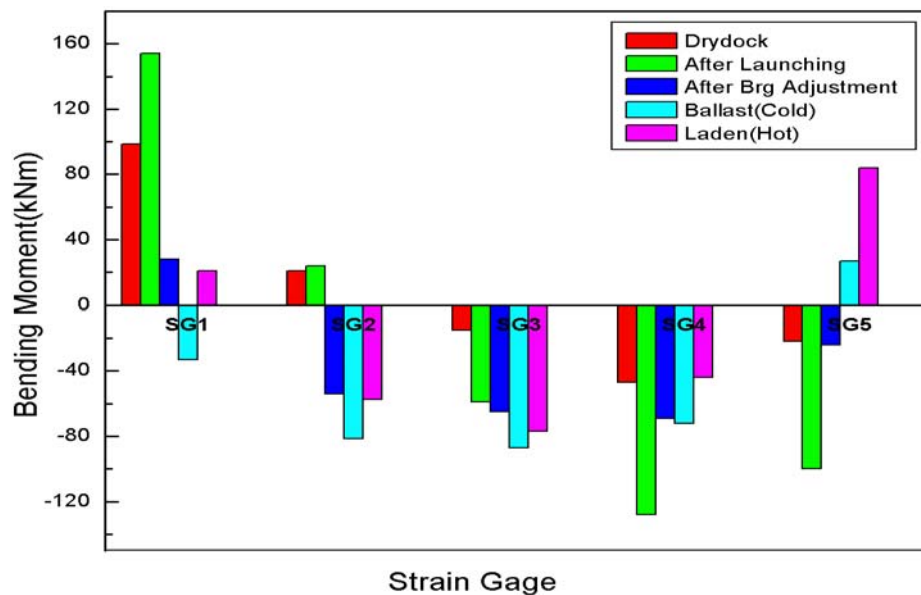


Fig. 5.20 Shaft bending moments of each condition(c)

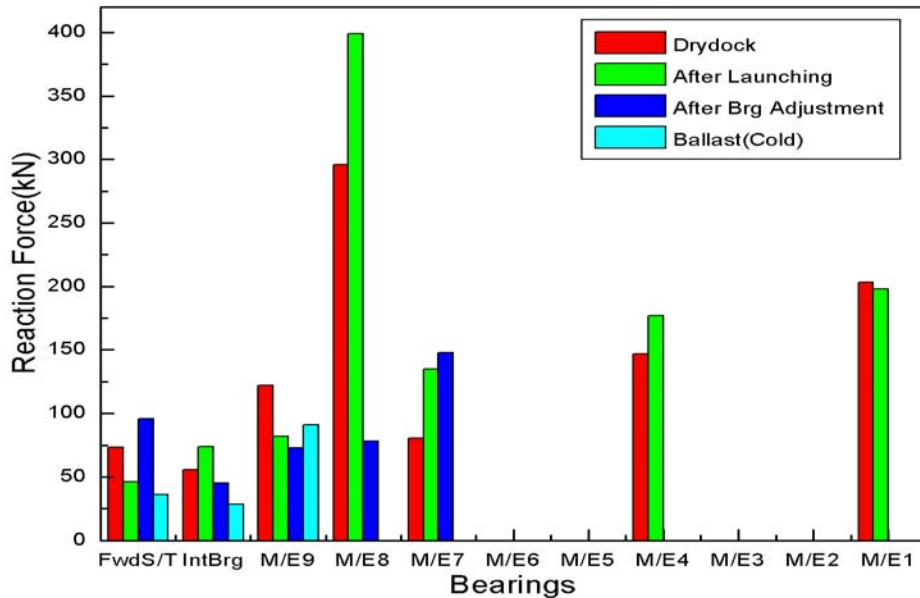


Fig. 5.21 Bearing reaction forces of each condition(c)

5.2.3.3 역분석에 의한 실제 베어링 읍셋 비교 검토

Fig. 5.22는 드라이독과 진수후의 베어링 읍셋 변화를 보여주고 있다. 중간축 베어링까지는 읍셋의 변화가 거의 없으나 메인 엔진은 앞쪽이 올라갔음을 알 수 있다. Fig. 5.23은 베어링 최종 조정후의 베어링 읍셋과 설계에서 제시한 드라이독 상태에서의 베어링 읍셋과의 차이를 보이고 있다. 엔진이 일직선이 아닌 앞쪽이 올라가는 기울기를 가지고 설치되었음을 알 수 있다. Fig. 5.24는 베어링 최종 조정후와 발라스트 상태와의 베어링 읍셋 변화를 보인다. 선체 조건이 변함에 따라 상당한 베어링 읍셋 변화가 있음을 알 수 있다. Fig. 5.25는 베어링 최종 조정후와 만재 조건에서의 베어링 읍셋 변화를 보인다. 발라스트 조건은 베어링 최종 조정후 조건과 상당한 차이가 있으나 만재 조건에서는 베어링 읍셋이 베어링 최종 조정후 조건과 유사하게 됨을 알 수 있다. Fig. 5.26는 발라스트와 만재 조건에서의 베어링 읍셋 차이를 나타낸다. 두 조건에서 베어링 읍셋에 큰 변화가 있음을 알 수 있다.

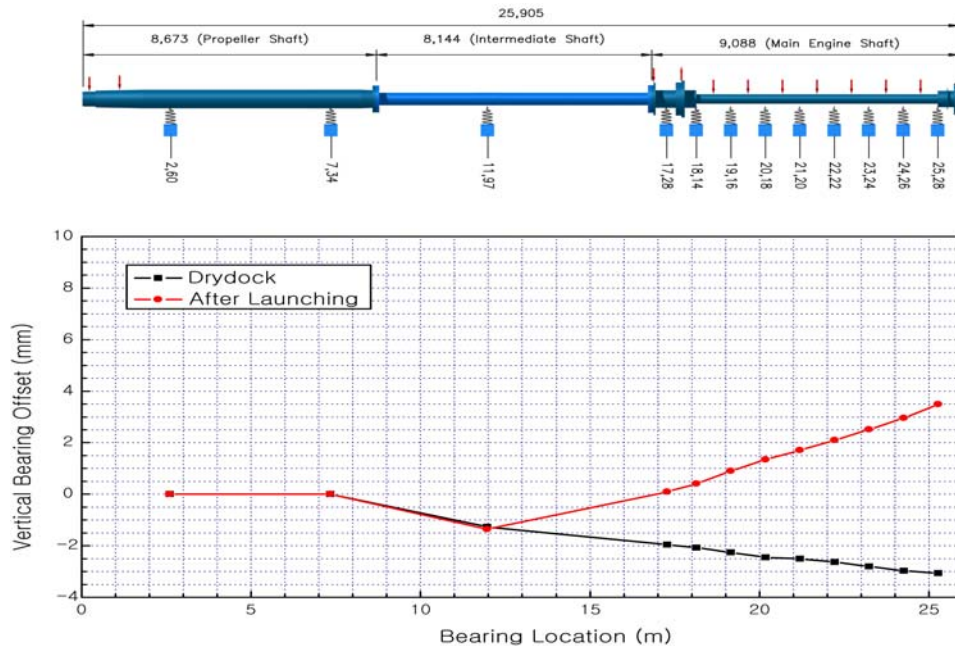


Fig. 5.22 Bearing offset under drydock and launching conditions(c)

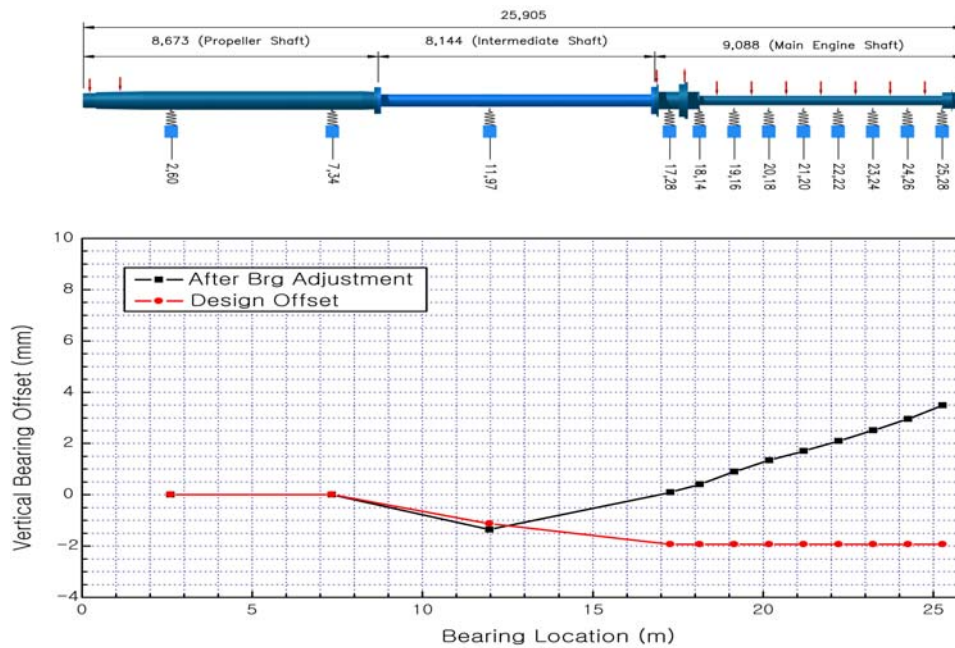


Fig. 5.23 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(c)

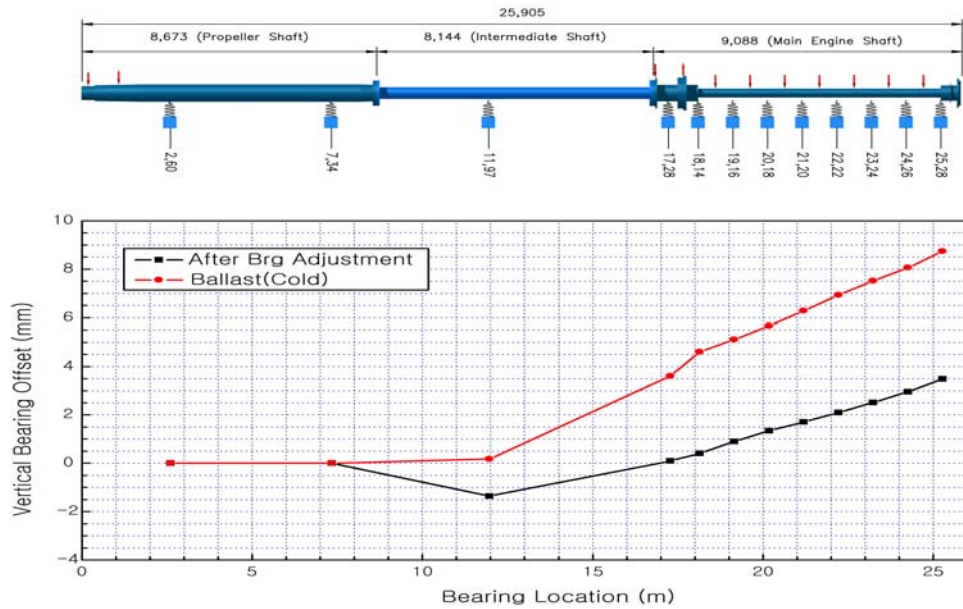


Fig. 5.24 Bearing offset under bearing final adjustment and ballast(cold) conditions

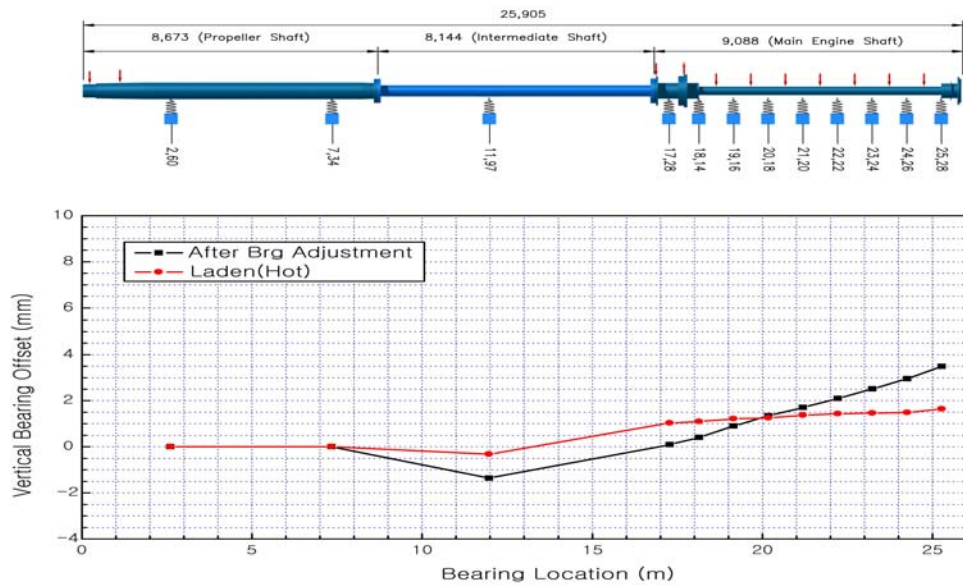


Fig. 5.25 Bearing offset under bearing final adjustment and laden(hot) conditions

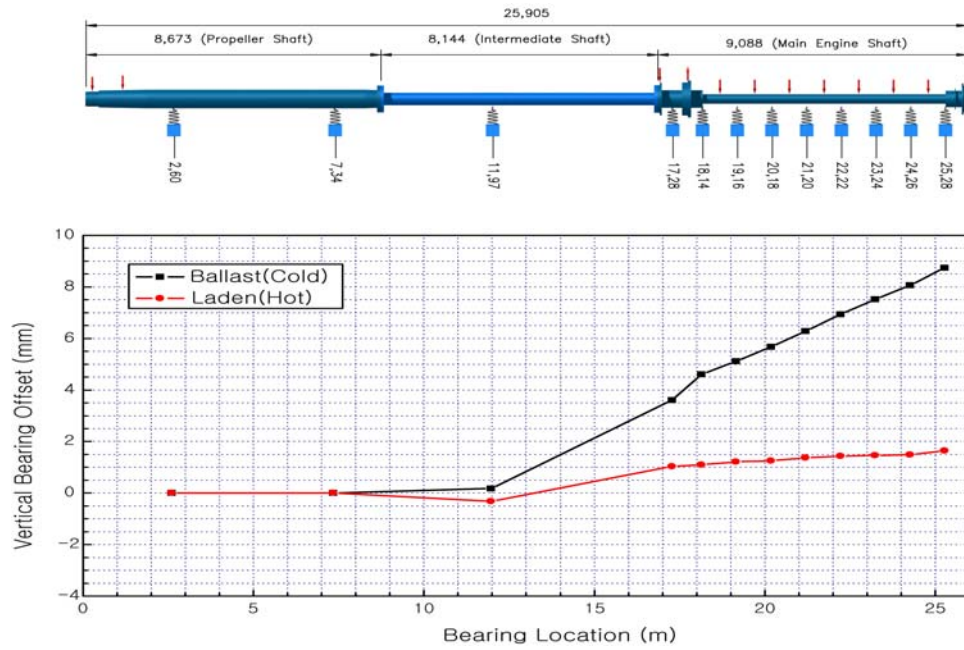


Fig. 5.26 Bearing offset under ballast(cold) and laden(hot) conditions

5.2.4 4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 축계 베어링 읍셋 해석

5.2.4.1 축계 정렬 모델링 및 계측 방법

네 번째 해석 대상으로 4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 일반 사항을 Table 5.4에 보인다. 이 종류의 선박은 현재 한국 중형 조선소의 주 건조 선박이다. 이 선박은 MAN B&W사의 6S50MC-C 엔진을 주기로 하고 있으며 프로펠러 직경은 6m이다. Fig. 5.27은 이 선박의 스트레인 게이지 설치 위치를 보이고 있다. 중간축에 3세트의 스트레인 게이지와 프로펠러축에 1세트의 스트레인 게이지를 부착했다.

측정은 다음과 같은 다섯 조건하에서 행하였다.

- (1) 드라이독 - 냉각 상태
- (2) 진수후 베어링 최종 조정전 - 냉각 상태(draft ; aft:3.6m, fore:3.6m)
- (3) 진수후 베어링 최종 조정후 - 냉각 상태(draft ; aft:3.5m, fore:4.2m)
- (4) 시운전중, 만재 조건 - 냉각 상태(draft ; aft:11m, fore:11m)
- (5) 시운전중, 만재 조건 - 가열 상태(draft ; aft:11m, fore:11m)

Fig. 5.28은 이 선박의 축계 계산을 위해 모델링한 것이다. 실제 크랭크축의 경우 엔진 메이커에서 4개의 베어링에 대한 모델링 데이터를 제공하였으나 엔진 도면을 참고로 모든 메인 엔진 베어링을 모델링 하였다. 이 축계는 축의 길이가 21.121m이고 총 베어링은 11개이다.

Table 5.4 Specification of the vessel(d)

Vessel type	45,900 DWT Oil/Chemical Carrier
Main engine	B&W 6S50MC-C, MCR 12,900BHP at 127 rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	600 mm/ 85 mm
Intermediate shaft Dia.	395 mm
Propeller shaft Dia.	470 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 6000 mm

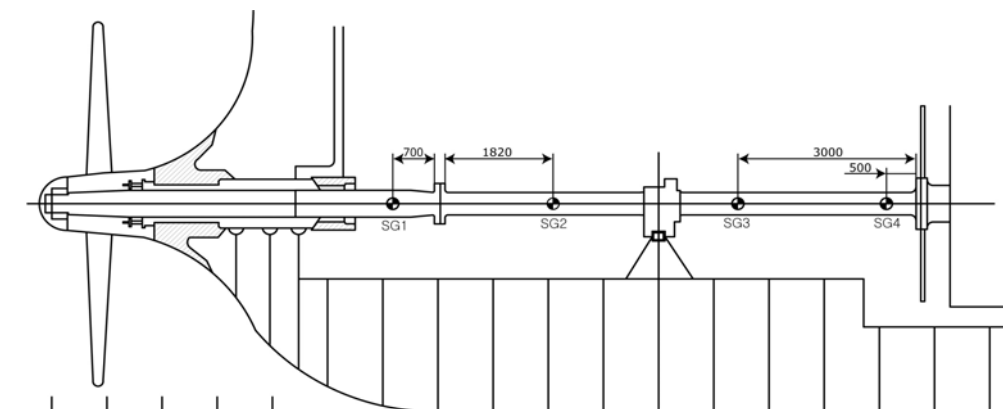


Fig. 5.27 Strain gauge positions installed(d)

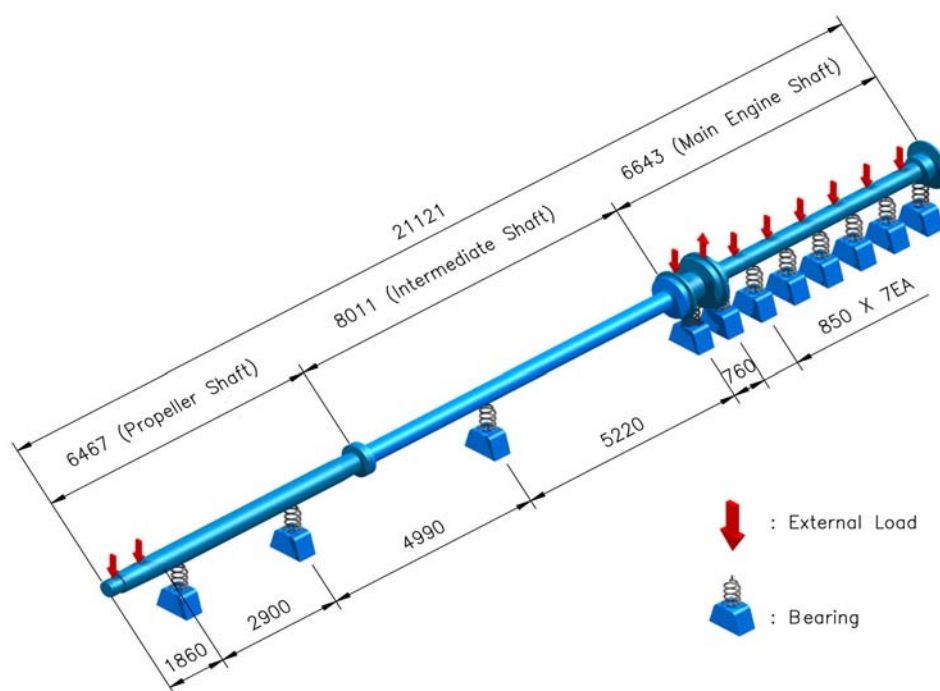


Fig. 5.28 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(d)

5.2.4.2 축의 굽힘 모멘트 및 베어링 반력 비교 검토

이 절에서는 측정에 의하여 얻어진 굽힘모멘트와 베어링 반력을 각 조건에 따라 비교하고 검토한다. Fig. 5.29는 스트레인 게이지를 통해 얻어진 여러 적하 상태의 선체 조건에 대한 축 굽힘모멘트 값을 보인다. 같은 스트레인 게이지 위치 일지라도 선체 조건에 따라 값이 차이가 있음을 알 수 있다.

Fig. 5.30은 여러 적하 조건하에서 측정한 베어링 반력 값을 나타낸다. No. 8 메인 엔진 베어링을 제외한 모든 베어링에서 적절한 반력 값을 가지고 있음을 알 수 있다. No. 8 메인 엔진 베어링은 최종 읍셋을 조절한 경우에는 거의 부하가 없으나 만재 조건에서는 적절한 부하를 받고 있음을 알 수 있다. 그러나 32만톤급 축계와 비교해서 반력의 변화는 크지 않다. 통상적으로 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 엔진 섬프 탱크의 열팽창과 선체 변형을 고려하여 베어링 최종 조정후에 부하가 영이 되게 하는 경우가 있으나 10만톤 이하의 중형 선박의 경우에는 베어링 최종 조정후에 베어링에 어느 정도 부하가 걸리도록 해야 운항 중에 보다 적절한 부하를 가지게 됨을 알 수 있다.

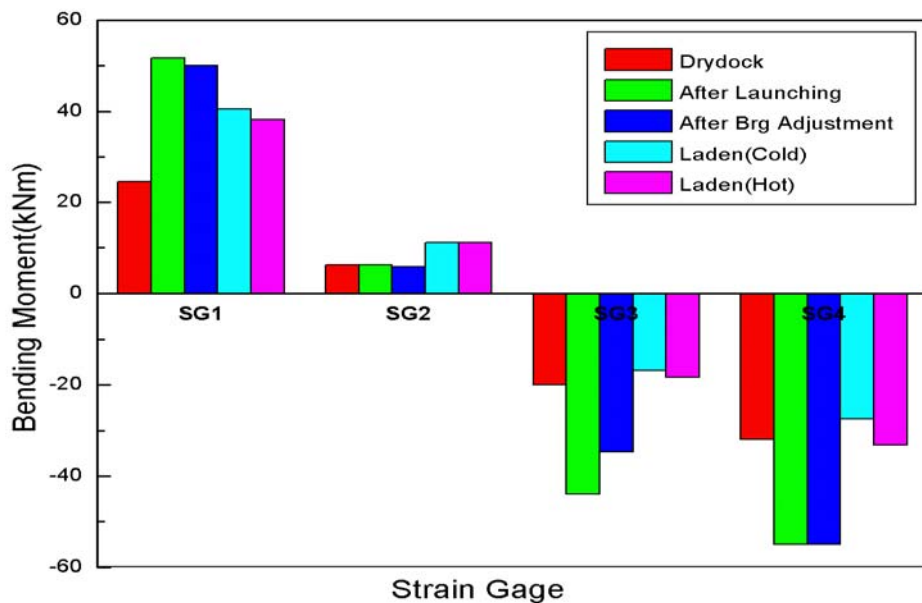


Fig. 5.29 Shaft bending moments of each condition(d)

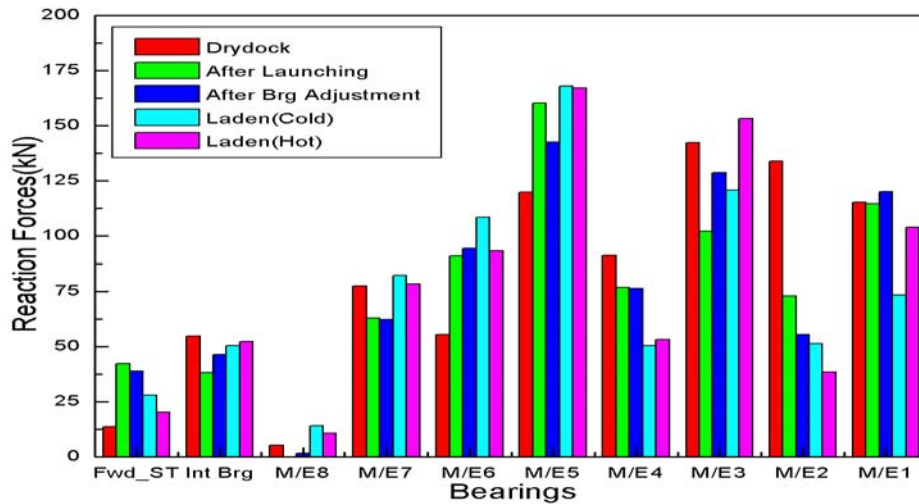


Fig. 5.30 Bearing reaction forces of each condition(d)

5.2.4.3 역분석에 의한 실제 베어링 읍셋 비교 검토

이 절에서는 4만 6천톤급 석유/화학선에 대해 측정 데이터를 이용하여 얻은 베어링 읍셋에 대해 검토하고 비교한다. Fig. 5.31은 드라이독 상태와 진수후의 베어링의 수직 읍셋을 보여주고 있다. 진수후 엔진 앞쪽이 약간 올라간 상태로 선체가 변형하였음을 알 수 있다.

Fig. 5.32는 설계에서 제시한 드라이독 상태에서의 베어링 읍셋과 실제 설치된 베어링 읍셋을 비교한 그림이다. 이 선박의 경우 설계치에 가깝게 측계 정렬이 이루어졌음을 확인할 수 있다. Fig. 5.33과 Fig. 5.34는 베어링 최종 조정후와 만재 조건에서 엔진이 냉각된 상태와 가열된 상태에서의 베어링 읍셋 값을 보이고 있다. 선체의 변화에 따라 만재 조건에서는 엔진의 앞쪽 부분이 밑으로 내려가 있음을 알 수 있다.

Fig. 5.35는 만재 조건에서 엔진 상태가 냉각 상태인 경우와 가열 상태인 경우의 베어링 읍셋 값을 보이고 있다. 일반적으로 가열 상태가 되면 엔진 아래에 있는 셉프 탱크가 가열되어 위로 팽창하는데 측정 결과도 동일한 경향의 값을 얻었다. 엔진 메이커에서 제공하는 엔진 팽창 값은 0.24mm였으며 실제 베어링 읍셋 측정치는 냉각 상태에서 -5.236mm이고 가열 상태에서는 -4.968mm로 0.268mm 만큼 엔진 쪽이 상승했음을 알 수 있었다.

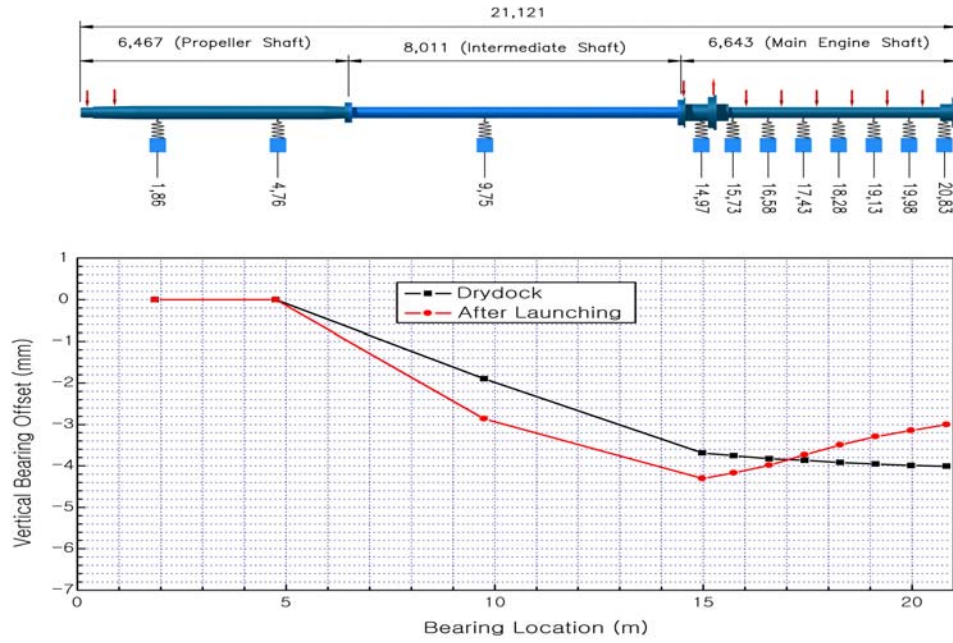


Fig. 5.31 Bearing offset under drydock and launching conditions(d)

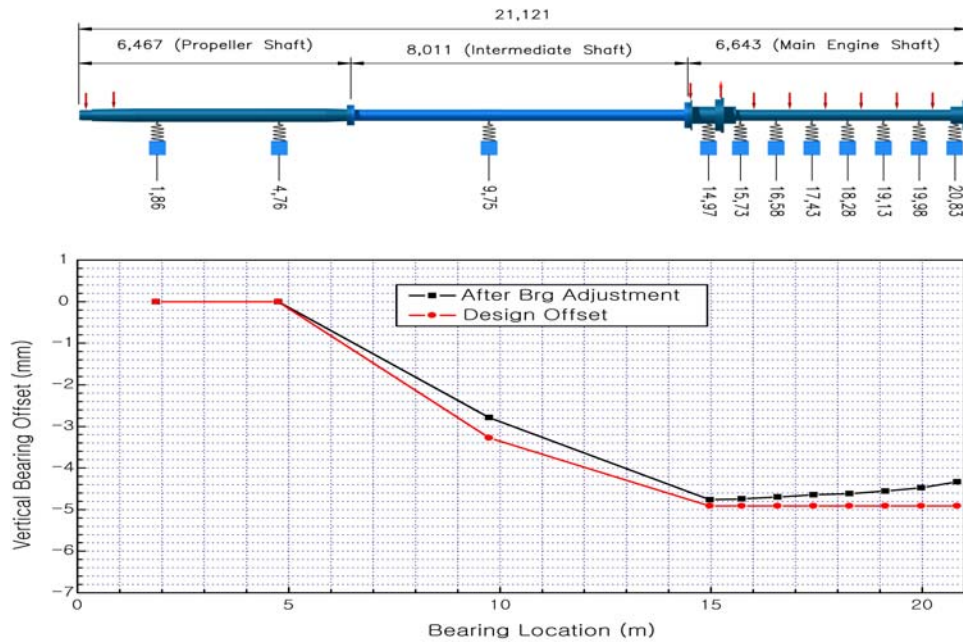


Fig. 5.32 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(d)

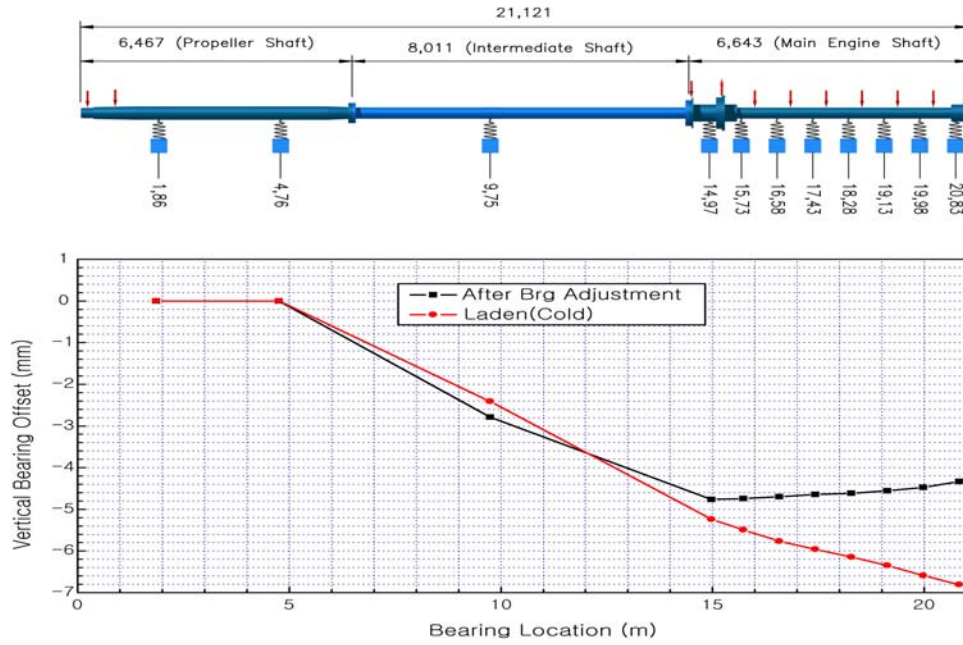


Fig. 5.33 Bearing offset under bearing final adjustment and laden(cold) conditions

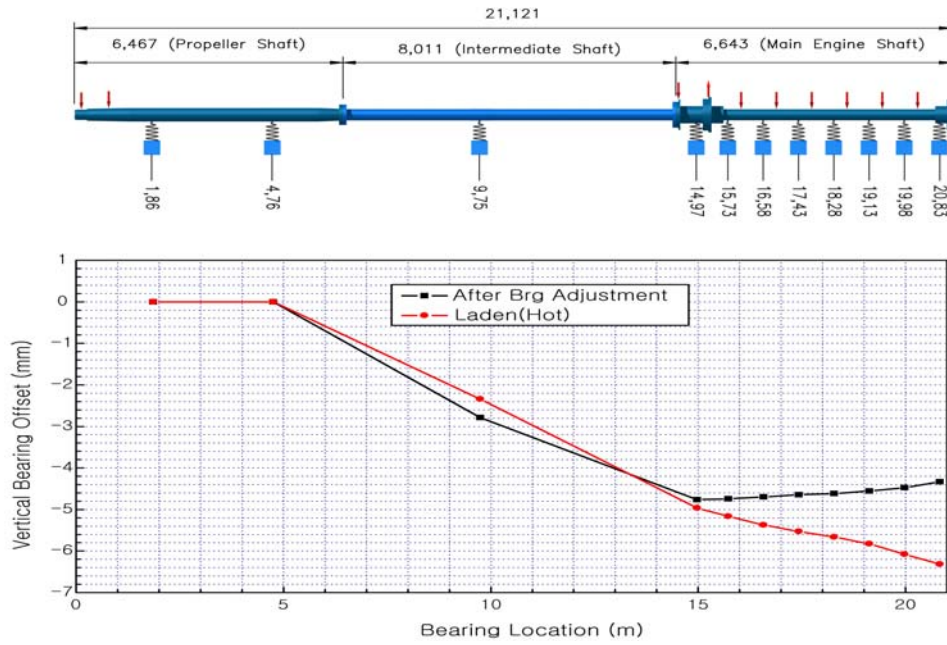


Fig. 5.34 Bearing offset under bearing final adjustment and laden(hot) conditions

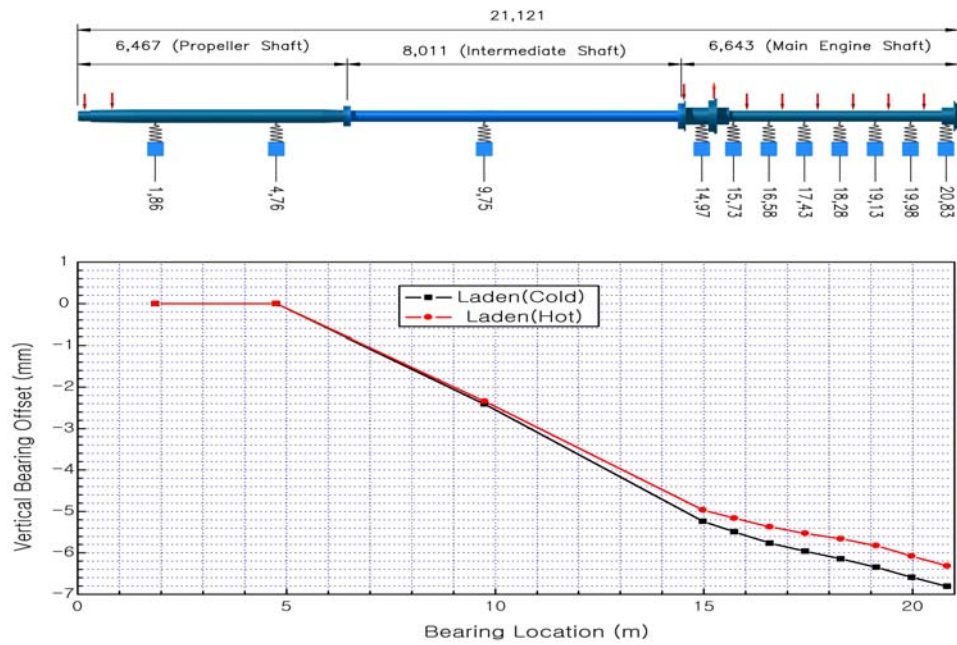


Fig. 5.35 Bearing offset under laden(cold) to laden(hot) conditions

5.2.5 17만 5천톤급 산적 화물선의 축계 베어링 읍셋 해석

5.2.5.1 축계 정렬 모델링 및 계측 방법

다섯 번째 대상 선박인 17만 5천톤급 산적 화물선의 일반 사항은 **Table 5.5**와 같다. 이 선박은 MAN B&W사의 6S70MC 엔진을 주기로 탑재 했으며 프로펠러 직경은 8.35m이다. **Fig. 5.36**은 스트레인 게이지 설치 위치를 보인다. 중간축에 5세트의 스트레인 게이지를 부착했으며 프로펠러축에는 1세트의 스트레인 게이지를 부착 하였다.

Fig. 5.37은 대상 선박의 축계를 정렬 계산을 위해 모델링한 그림이다. 실제 크랭크축에 대해서는 엔진 메이커에서 후부 네 개의 베어링까지만 모델링 할 수 있도록 값이 주어진다. 그러나 계산의 정확성을 높이기 위해 모든 크랭크축 베어링에 대해 모델링 하였다.

이 산적 화물선의 경우 시운전시 화물 탱크에 해수를 채우는 것은 문제가 있기 때문에 발라스트 탱크만 해수를 채운 통상적 발라스트 조건에서 시운전을 한다. 그러나 이 선박의 경우, 조선소의 도움으로 화물 탱크에 해수를 채운 만재 조건에서도 계측을 수행하였다. 다만, 정확한 만재시의 흘수 조건을 맞추는 것은 힘든 관계로 후부의 흘수만 설계치와 일치하게끔 조정하였다. 아래에 계측 조건을 정리하였다.

- (1) 드라이독-냉각 상태
- (2) 진수후 베어링의 최종 조정전- 냉각 상태(draught ; aft:3.5)
- (3) 진수후 베어링의 최종 조정후 - 냉각 상태(draught ; aft:5.4m)
- (4) 시운전중, 통상적 발라스트 - 냉각 상태(draught ; aft:8.5m, fore:6.4m)
- (5) 시운전중, 만재 조건 - 가열 상태(draught ; aft:11.0m, fore:6m)

Table 5.5 Specification of the vessel(e)

Vessel type	175,000 DWT Bulk Carrier
Main engine	B&W 6S70MC, MCR 20,4000BHP at 81 rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	784 mm/ 115 mm
Intermediate shaft Dia.	550 mm
Propeller shaft Dia.	650 mm
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 8350 mm

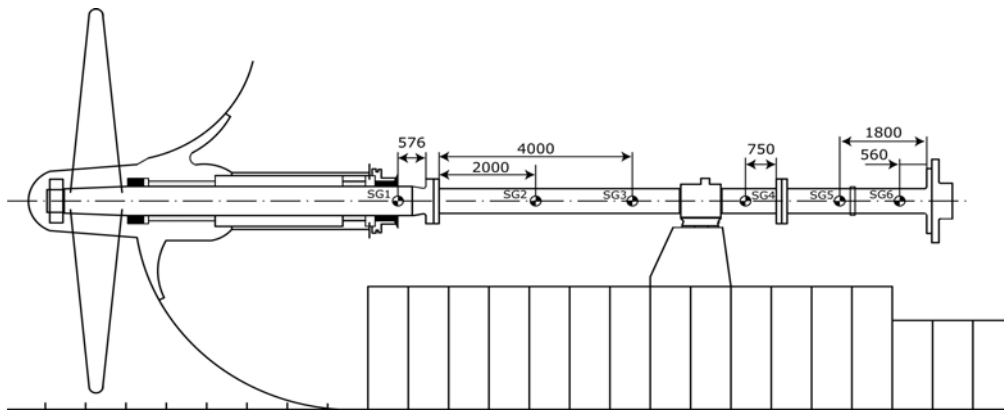


Fig. 5.36 Strain gauge positions installed(e)

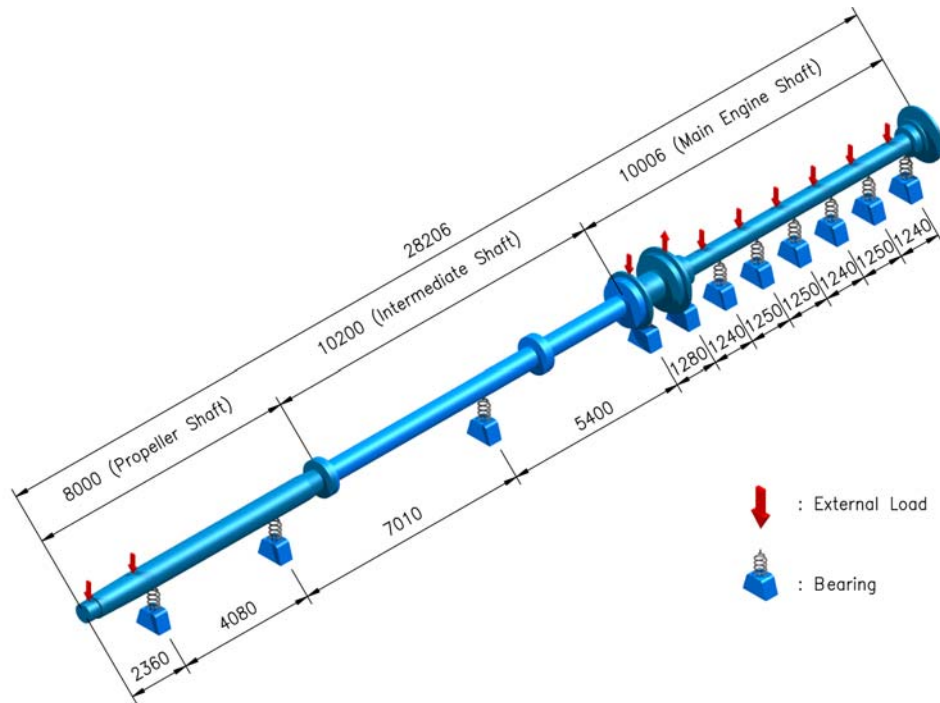


Fig. 5.37 Modeling of shafting system for shafting alignment calculation(e)

5.2.5.2 축의 굽힘 모멘트 및 베어링 반력 비교 검토

Fig. 5.38은 여러 선체 조건에서 각 스트레인 게이지의 특정 값으로부터 구한 굽힘모멘트 값을 정리한 결과이다. 선체 조건에 따라 굽힘모멘트 값에 차이가 발생하고 있다. 그러나 앞서 언급된 유조선들의 경우와 비교하면 상대적으로 변화가 작다.

Fig. 5.39는 여러 선체 조건에서 따라 측정한 베어링 반력을 보이고 있다. 드라이독과 진수후에는 모든 베어링 반력을 측정하였으나 만재 조건하에서는 엔진의 베어링을 측정하는데 어려움이 있어 후부 3개 메인 엔진 베어링과 전부 2개의 메인 엔진 베어링을 측정 하였다. 이들 결과를 검토해 보면 No. 8 메인 엔진 베어링의 경우 최종 조정시에도 어느 정도 부하가 있도록 조정하는 것이 실제 운항 상태에서 보다 적절한 부하를 가지게 됨을 알 수 있다.

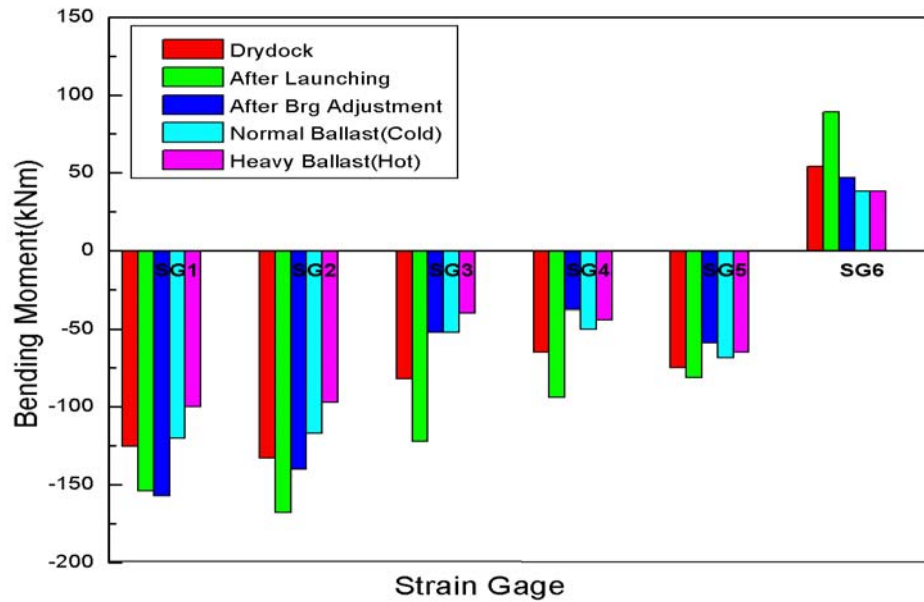


Fig. 5.38 Shaft bending moments of each condition(e)

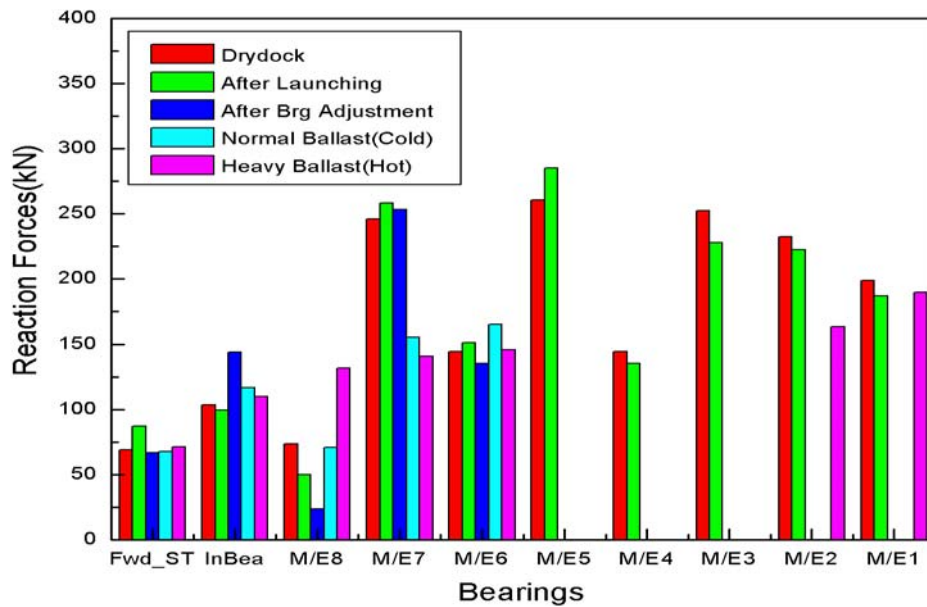


Fig. 5.39 Bearing reaction forces of each condition(e)

5.2.5.3 역분석에 의한 실제 베어링 읍셋 비교 검토

Fig. 5.40은 드라이독 상태와 진수후의 베어링 읍셋 변화를 보여주고 있다. 이를 검토하여보면 이 선박은 베어링 읍셋에 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 32만톤급 원유운반선에서도 언급했듯이 베어링 읍셋의 변화가 거의 없다는 것은 모든 정렬 작업을 드라이독 상태에서 할 수 있다는 것을 의미한다. Fig. 5.41은 베어링 최종 조정후의 베어링 읍셋과 설계에서 제시한 드라이독 상태에서의 베어링 읍셋 사이의 차이를 보여준다. 엔진 앞쪽이 위로 올라가게 설치되었음을 알 수 있다. Fig. 5.42는 베어링 최종 조정후 베어링 읍셋과 통상적 발라스트 상태에서의 베어링 읍셋의 차이를 나타내고 있다. 베어링 최종 조정후 선박의 후부 흘수가 5.4m였으며 통상적 발라스트 상태에서는 후부 흘수가 8.5m로 변화하였으나 베어링 읍셋에는 거의 변화가 없다. Fig. 5.43은 베어링 최종 조정후와 만재 조건에서의 베어링 읍셋 차이를 보여주고 있다. 만재 조건에서 후부 흘수가 11.0m로 베어링 최종 조정후 상당한 흘수 변화가 있었으나 베어링 읍셋은 거의 차이가 없다. 결과적으로 이 선박은 선체의 변화에 따른 베어링 읍셋의 변화가 거의 없음을 알 수 있다.

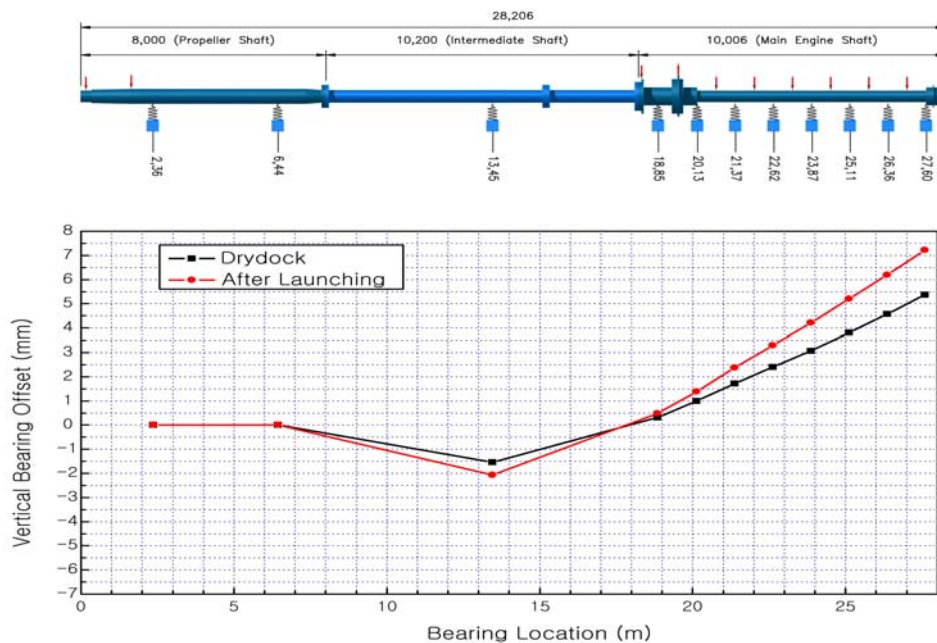


Fig. 5.40 Bearing offset under drydock and launching conditions(e)

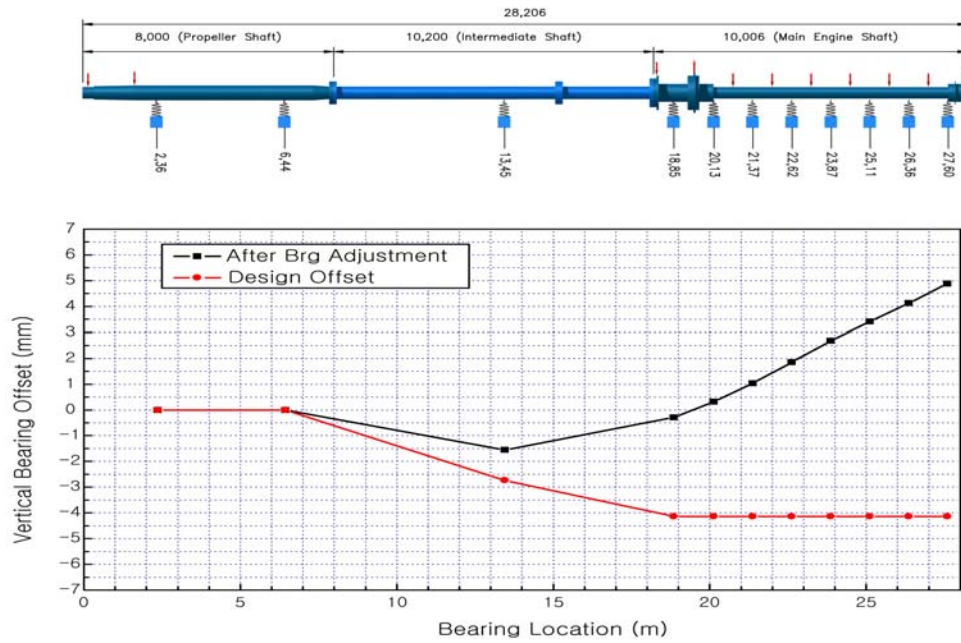


Fig. 5.41 Bearing offset under bearing final adjustment condition and designed offset(e)

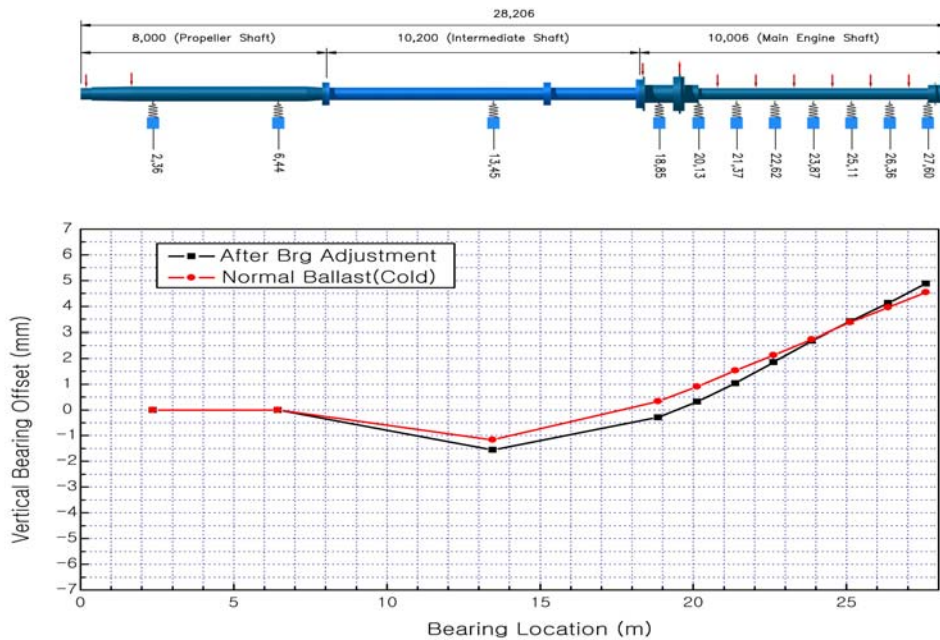


Fig. 5.42 Bearing offset under bearing final adjustment and normal ballast conditions

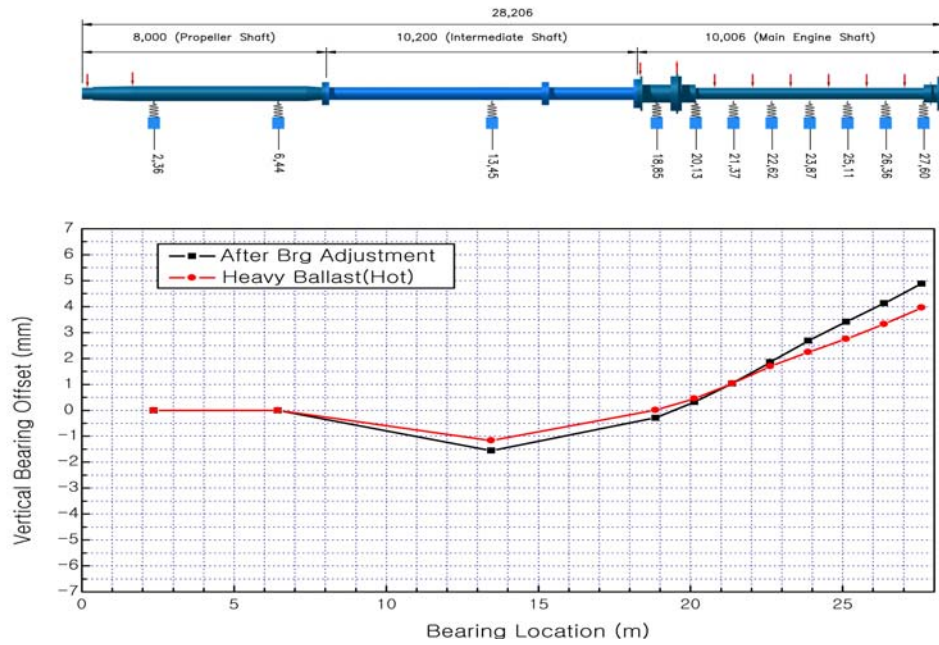


Fig. 5.43 Bearing offset under bearing final adjustment and heavy ballast conditions

제 6 장 선체 변형에 관한 결과 및 분석

이 장에서는 5장에서 실제 계측 데이터를 이용하여 구한 축의 굽힘모멘트와 베어링 반력 값을 이용하여 구한 베어링의 읍셋 값을 후부 선미관 베어링과 No.1 메인 엔진 베어링을 기준으로 좌표 변환하여 선체 변형 값을 구한다. 또한 거의 모든 선박이 진수후 베어링의 높이를 최종 조정하기 때문에 여기에 대한 수정치를 구한 다음 드라이독으로부터 다른 선체 조건으로 바뀔에 따라 선체가 얼마나 변화하는지를 확인한다. 그리고 실제 조선소에서 선체 변형 데이터를 사용할 수 있도록 각 선박마다 선체 변형의 상한치와 하한치를 제공함으로써 본 연구의 목적인 선체 변형에 대한 데이터를 제공한다.

6.1 해석된 베어링 읍셋을 이용한 선체 변형 해석 절차

이 절에서는 5장에서 역분석을 이용해 구한 베어링의 읍셋을 좌표 변환하여 후부 선미관 베어링과 No.1 메인 엔진 베어링 사이의 선체 변형 값을 구하는 절차에 대해 언급한다. 각 조건에서의 베어링 읍셋 변화는 5장에서 분석하였으므로 이 장에서는 선체 변형값을 구하고 이를 비교 검토한다. 자세한 절차는 아래와 같다.

첫째, 역분석으로 구한 베어링 읍셋 값을 후부 선미관 베어링과 No. 1 메인 엔진 베어링의 기준선이 영이 되게 좌표 변환을 실시한다.

둘째, 각 조건에서 좌표변환하여 구한 선체 변형 값을 표로 정리한다.

셋째, 드라이독 상태에서 구한 선체 변형 값과 진수후에 구한 선체 변형 값의 차이가 드라이독 상태에서 진수할 때 일어나는 선체 변형 값이다. 이를 각 선박마다 비교 검토한다.

넷째, 진수후에는 베어링을 실제 설계에서 제시하는 베어링 읍셋과 유사하게 최종 조정하기 때문에 진수후와 최종 조정후의 차이를 고려하여야 실제 드라이독에서 각 선체 조건에 대한 선체 변형을 구할 수 있다. 이 연구에서는 베어링 최종 조정전과 후의 차이에서 구한 값을 수정치라 칭하고 이를 계산한다.

다섯째, 수정치를 고려하여 실제 드라이브로부터 하나의 다른 선체 조건 변화에 대한 선체 변형량을 계산한다.

여섯째, 메인 엔진 베어링의 경우 엔진 자체가 하나의 몸체이기 때문에 최후부 메인 엔진 베어링과 최전부 메인 엔진 베어링의 변위를 기준으로 그 사이에 있는 베어링의 변위를 수정하여 계산한다.

일곱째, 위에서 구한 값을 이용하여 대상 선박에 대한 선체 변형량의 상한치와 하한치를 구한다.

여덟째, 선체 변형량의 상한치와 하한치를 비교 분석한다.

6.2 실선의 선체 변형 해석

6.2.1 32만톤급 원유 운반선의 선체 변형 해석

Table 6.1은 역분석을 통해 구한 베어링의 읍셋을 좌표 변환하여 나온 후부 선미관 베어링에서 No. 1 메인 엔진 베어링 사이의 선체 변형 값이다. Table 6.2는 베어링 최종 조정전과 조정후의 차인 수정치를 고려하여 드라이독 상태를 기준으로 여러 선체 조건에 대한 선체 변형량을 계산한 결과이다. Table 6.2에서 얻은 선체 변형량을 토대로 선체 변형량의 상한치와 하한치를 알 수 있다. 아래 Table 6.1과 Table 6.2에 있는 홀수의 의미는 아래와 같다.

draft 1 : Before bearing adjustment after launching

(draft ; aft:4.5m, fore:3.8m)

draft 2 : After bearing adjustment after launching(draft ; aft:4.5m, fore:3.8m)

draft 3 : Ballast after peak tank empty(draft ; aft:12.9m, fore:12.9m)

draft 4 : Ballast after peak tank full(draft ; aft:11.5m, fore:9.3m)

draft 5 : Laden after peak tank empty(draft ; aft:20.8m, fore:20.8m)

draft 6 : Laden after peak tank full(draft ; aft:20.6m, fore:20.6m)

Table 6.2에 보이는 메인 엔진 베어링에 대한 선체 변형 값은 메인 엔진 베어링이 실제로 같은 기울기를 가지고 있기 때문에 어느 정도 수정이 필요했으며 이를 반영한 32만톤급 유조선의 선체 변형량의 상한치와 하한치를 Table 6.3에 보인다. 후부 피크 탱크가 일반적으로 빈 경우가 많기 때문에 이 연구에서 사용된 상한치와 하한치는 후부 피크 탱크는 빈 상태를 기준으로 하였다. 선체 변형량은 발라스트 조건에서 하한치가 나타났으며 만재 조건에서 상한치가 나타났다. Fig. 6.1은 드라이독 이후 선체 변형의 상한치와 하한치를 나타낸다. 현재 축계 계산시 고려되는 엔진 윤활유 섬프 탱크의 온도에 의한 변화가 0.5mm 이하임을 생각하면 상한치와 하한치의 차이인 3.5mm는 축계 정렬에 상당한 영향을 미칠 것으로 판단된다.

Table 6.1 Hull deflections without consideration of correction value
on each condition(a)

Bearing	Distance (m)	Dyrdock (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)	draft5 (mm)	draft6 (mm)
Aft S/T	2.932	0	0	0	0	0	0	0
Fwd S/T	8.167	1.984	1.923	1.566	-0.142	-1.42	1.865	0.923
Int. Brg	14.362	0.631	0.286	-0.518	-2	-3.308	1.188	0.623
M/E Brg8	20.655	-0.714	-0.92	-1.492	-1.813	-2.792	0.951	0.793
M/E Brg7	21.955	-0.667	-0.878	-1.402	-1.506	-2.471	0.863	0.771
M/E Brg6	23.557	-0.562	-0.832	-1.07	-1.231	-2.134	0.695	0.62
M/E Brg5	25.159	-0.397	-0.679	-0.835	-1.061	-1.67	0.611	0.461
M/E Brg4	26.761	-0.389	-0.53	-0.672	-0.897	-1.263	0.41	0.368
M/E Brg3	28.363	-0.244	-0.302	-0.41	-0.463	-0.874	0.182	0.333
M/E Brg2	29.965	-0.051	-0.11	-0.333	-0.205	-0.497	0.099	0.17
M/E Brg1	31.567	0	0	0	0	0	0	0

Table 6.2 Hull deflections with consideration of correction value
on each condition(a)

Bearing	Distance (m)	Cor. value (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)	draft5 (mm)	draft6 (mm)
Aft S/T	2.932	0	0	0	0	0	0	0
Fwd S/T	8.167	0.357	-0.061	-0.061	-1.769	-3.047	0.238	-0.704
Int. Brg	14.362	0.804	-0.345	-0.345	-1.827	-3.135	1.361	0.796
M/E Brg8	20.655	0.572	-0.206	-0.206	-0.527	-1.506	2.237	2.079
M/E Brg7	21.955	0.524	-0.211	-0.211	-0.315	-1.28	2.054	1.962
M/E Brg6	23.557	0.238	-0.27	-0.27	-0.431	-1.334	1.495	1.42
M/E Brg5	25.159	0.156	-0.282	-0.282	-0.508	-1.117	1.164	1.014
M/E Brg4	26.761	0.142	-0.141	-0.141	-0.366	-0.732	0.941	0.899
M/E Brg3	28.363	0.108	-0.058	-0.058	-0.111	-0.522	0.534	0.685
M/E Brg2	29.965	0.223	-0.059	-0.059	0.069	-0.223	0.373	0.444
M/E Brg1	31.567	0	0	0	0	0	0	0

Table 6.3 Lower and upper limits of hull deflections(a)

Bearing	Distance (m)	Light Ballast (mm)	Ballast (mm)	Laden (mm)
Aft S/T	2.932	0	0	0
Fwd S/T	8.167	-0.061	-1.769	0.238
Int. Brg	14.362	-0.345	-1.827	1.361
M/E Brg8	20.655	-0.206	-0.527	2.237
M/E Brg7	21.955	-0.18	-0.462	1.971
M/E Brg6	23.557	-0.1513	-0.387	1.637
M/E Brg5	25.159	-0.12	-0.312	1.325
M/E Brg4	26.761	-0.0906	-0.237	0.986
M/E Brg3	28.363	-0.058	-0.157	0.646
M/E Brg2	29.965	-0.0308	-0.077	0.334
M/E Brg1	31.567	0	0	0

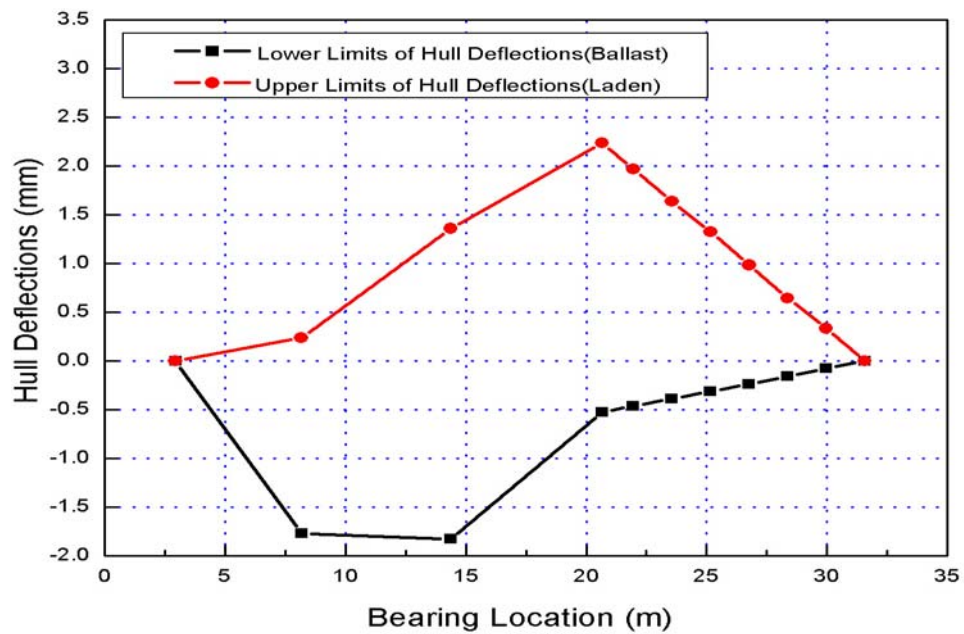


Fig. 6.1 Lower and upper limits of hull deflections of 320K crude oil carrier

6.2.2 15만 9천톤급 원유 운반선의 선체 변형 해석

Table 6.4는 역분석을 통해 구한 베어링 읍셋을 좌표 변환하여 얻는 여러 적하 상태의 조건에 대한 선체 변형값이다. 이 선박의 경우 진수후 베어링 조정이 없었으므로 추가적인 수정치를 구할 필요는 없다. Table 6.5는 드라이독 상태를 기준으로 하여 여러 선체 조건에 대한 선체 변형량을 보여주고 있다. Table 6.4와 Table 6.5에 있는 홀수들의 의미는 아래와 같다.

draft 1 : Before bearing adjustment after launching(draft:aft:6.72m, fore:4.25m)

draft 2 : Laden Condition(draft ; aft:16m, fore:16m)

메인 엔진이 항상 일정한 기울기를 가지고 있다고 가정하고 Table 6.5를 토대로 엔진 측의 변형을 수정한 다음 각기 다른 선체 조건에 따른 선체 변형량의 상한치와 하한치를 Table 6.6에 정리하였다. Fig. 6.2는 Table 6.6을 그림으로 나타낸 결과이다. 선체 변형량의 상한치는 만재 조건에서, 하한치는 발라스트 조건에서 나왔다. 드라이독 이후, 선체 변형량의 상한치와 하한치의 차이는 2mm이내임을 알 수 있다. 이는 32만톤급에 비해 선체 변형이 작게 일어남을 의미한다.

Table 6.4 Hull deflections without consideration of correction value
on each condition(b)

Bearing	Distance(m)	Drydock(mm)	draft1(mm)	draft2(mm)
Aft S/T	2.425	0	0	0
Fwd S/T	6.792	0.597	1.019	1.604
Int. Brg	12.607	-0.268	-0.631	1.13
M/E Brg8	16.545	-0.454	-0.91	0.936
M/E Brg7	17.478	-0.42	-0.836	0.834
M/E Brg6	18.668	-0.376	-0.717	0.626
M/E Brg5	19.858	-0.302	-0.565	0.453
M/E Brg4	21.048	-0.231	-0.419	0.351
M/E Brg3	22.238	-0.13	-0.256	0.215
M/E Brg2	23.428	-0.033	-0.108	0.105
M/E Brg1	24.618	0	0	0

Table 6.5 Hull deflections on each condition(b)

Bearing	Distance(m)	Drydock(mm)	draft1(mm)	draft2(mm)
Aft S/T	2.425	0	0	0
Fwd S/T	6.792	0.597	0.422	1.007
Int. Brg	12.607	-0.268	-0.363	1.398
M/E Brg8	16.545	-0.454	-0.456	1.39
M/E Brg7	17.478	-0.42	-0.416	1.254
M/E Brg6	18.668	-0.376	-0.341	1.002
M/E Brg5	19.858	-0.302	-0.263	0.755
M/E Brg4	21.048	-0.231	-0.188	0.582
M/E Brg3	22.238	-0.13	-0.126	0.345
M/E Brg2	23.428	-0.033	-0.075	0.138
M/E Brg1	24.618	0	0	0

Table 6.6 Lower and upper limits of hull deflections(b)

Bearing	Distance(m)	Light Ballast(mm)	Laden(mm)
Aft S/T	2.425	0	0
Fwd S/T	6.792	0.422	1.007
Int. Brg	12.607	-0.363	1.398
M/E Brg8	16.545	-0.456	1.39
M/E Brg7	17.478	-0.401	1.229
M/E Brg6	18.668	-0.334	1.022
M/E Brg5	19.858	-0.263	0.816
M/E Brg4	21.048	-0.201	0.609
M/E Brg3	22.238	-0.133	0.408
M/E Brg2	23.428	-0.067	0.206
M/E Brg1	24.618	0	0

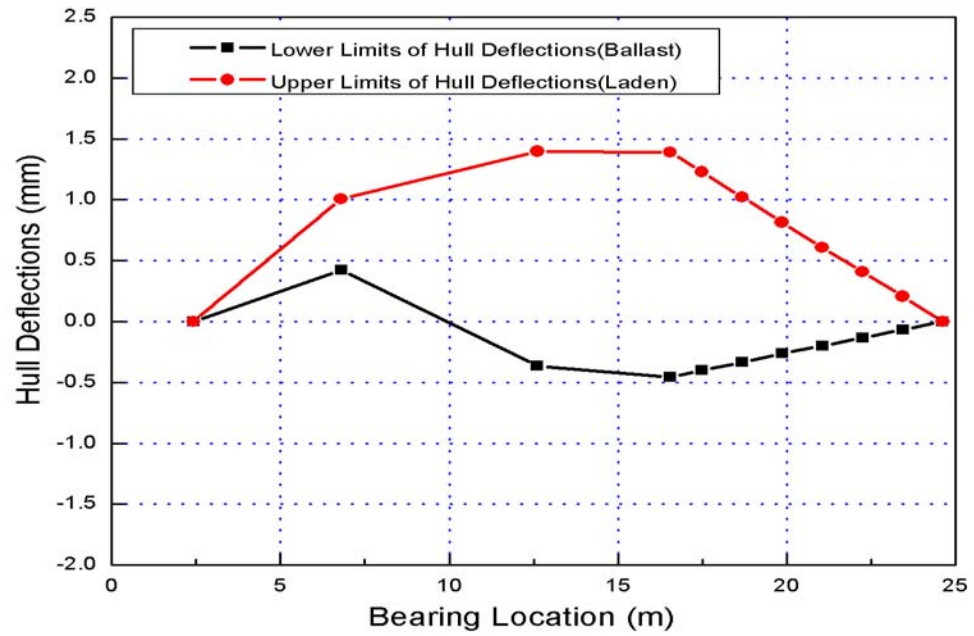


Fig. 6.2 Lower and upper limits of hull deflections of 159K crude oil carrier

6.2.3 10만 5천톤급 정유 운반선의 선체 변형 해석

Table 6.7은 역분석을 통해 구한 베어링의 읍셋을 좌표 변환한 후 여러 선체 조건에서 구한 선체 변형값이다. **Table 6.8**은 수정치를 고려하여 드라이독 상태를 기준으로 했을 때 여러 선체 조건에 대한 선체 변형값을 보여주고 있다. **Table 6.7**과 **Table 6.8**에 나타낸 홀수의 의미는 아래와 같다.

draft 1 : Before bearing adjustment after launching(draft ;aft:3.6m, fore:3.6m)

draft 2 : After bearing adjustment after launching(draft ; aft:4.2m, fore:3.5m)

draft 3 : Ballast condition(draft ; aft:8m, fore:6m)

draft 4 : Laden condition(draft ; aft:13.6m, fore:13.6m)

이 선박의 경우 진수후와 발라스트 조건이 만재 조건에서 보다 드라이독 이후의 선체 변형량이 많이 일어났으며 오히려 만재 조건하에서는 진수후와 유사한 선체 변형을 가져왔다. 따라서 이 선박의 선체 변형량의 상한치와 하한치는 발라스트와 진수후의 조건에서 나타났다. 이를 엔진 베어링의 읍셋을 조정한 다음 나타낸 것이 **Table 6.9**이다. **Fig. 6.3**으로부터 선체 변형의 상한치와 하한치의 차이가 2.5mm 미만임을 알 수 있다.

Table 6.7 Hull deflections without consideration of correction value
on each condition(c)

Bearing	Distance (m)	Dyrdock (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)
Aft S/T	2.605	0	0	0	0	0
Fwd S/T	7.342	0.601	-0.86	-0.861	-1.717	-0.322
Int. Brg	11.972	-0.08	-2.864	-2.163	-3.216	-0.964
M/E Brg9	17.284	-0.019	-2.23	-1.33	-1.943	-0.218
M/E Brg8	18.142	0.084	-2.051	-1.022	-1.546	-0.007
M/E Brg7	19.162	0.023	-1.707	-0.859	-1.401	-0.007
M/E Brg6	20.182	-0.034	-1.408	-0.84	-1.221	-0.035
M/E Brg5	21.202	0.04	-1.198	-0.737	-0.976	0.001
M/E Brg4	22.222	0.039	-0.948	-0.549	-0.694	-0.003
M/E Brg3	23.242	-0.006	-0.677	-0.36	-0.487	-0.04
M/E Brg2	24.262	-0.037	-0.392	-0.19	-0.299	-0.078
M/E Brg1	25.282	0	0	0	0	0

Table 6.8 Hull deflections with consideration of correction value
on each condition(c)

Bearing	Distance (m)	Correction value (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)
Aft S/T	2.605	0	0	0	0	0
Fwd S/T	7.342	0.001	-1.461	-1.461	-2.317	-0.922
Int. Brg	11.972	-0.701	-2.784	-2.784	-3.837	-1.585
M/E Brg9	17.284	-0.9	-2.211	-2.211	-2.824	-1.099
M/E Brg8	18.142	-1.029	-2.135	-2.135	-2.659	-1.12
M/E Brg7	19.162	-0.848	-1.73	-1.73	-2.272	-0.878
M/E Brg6	20.182	-0.568	-1.374	-1.374	-1.755	-0.569
M/E Brg5	21.202	-0.461	-1.238	-1.238	-1.477	-0.5
M/E Brg4	22.222	-0.399	-0.987	-0.987	-1.132	-0.441
M/E Brg3	23.242	-0.317	-0.671	-0.671	-0.798	-0.351
M/E Brg2	24.262	-0.202	-0.355	-0.355	-0.464	-0.243
M/E Brg1	25.282	0	0	0	0	0

Table 6.9 Lower and upper limits of hull deflections(c)

Bearing	Distance(m)	Light Ballast(mm)	Ballast(mm)	Laden(mm)
Aft S/T	2.605	0	0	0
Fwd S/T	7.342	-1.461	-2.317	-0.922
Int. Brg	11.972	-2.784	-3.837	-1.585
M/E Brg9	17.284	-2.211	-2.824	-1.099
M/E Brg8	18.142	-1.972	-2.519	-0.982
M/E Brg7	19.162	-1.694	-2.17	-0.842
M/E Brg6	20.182	-1.4	-1.796	-0.701
M/E Brg5	21.202	-1.128	-1.447	-0.56
M/E Brg4	22.222	-0.853	-1.089	-0.417
M/E Brg3	23.242	-0.563	-0.728	-0.28
M/E Brg2	24.262	-0.284	-0.37	-0.134
M/E Brg1	25.282	0	0	0

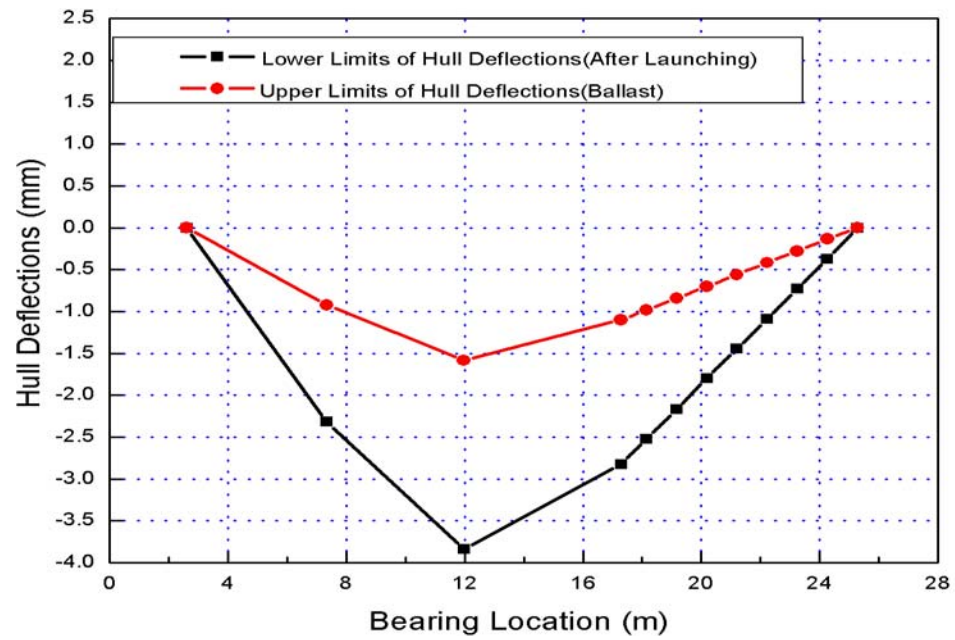


Fig. 6.3 Lower and upper limits of hull deflections for 105K product carrier

6.2.4 4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 선체 변형 해석

Table 6.10은 베어링의 옅셋을 좌표 변환하여 구한 선체 변형값이다. Table 6.11은 수정치를 고려하여 드라이독 상태에서부터 여러 선체 조건으로 바뀔때 따른 선체 변형량을 구한 결과이다. Table. 6.10과 Table 6.11에 나타난 홀수의 의미는 아래와 같다.

draft 1 : Before bearing adjustment after launching(draft ;aft:3.6m, fore:3.6m)

draft 2 : After bearing adjustment after launching(draft ; aft:3.5m, fore:4.2m)

draft 3 : Laden condition-cold(draft ; aft:11m, fore:11m)

draft 4 : Laden condition-hot(draft ; aft:11m, fore:11m)

Table 6.12는 메인 엔진 베어링 부분의 기울기를 수정한 다음 선체 변형량의 상한치와 하한치를 표현한 것이다. Fig. 6.4는 Table 6.12를 그림으로 나타낸 것이다. 드라이독 이후의 선체 변형량의 상한치는 만재 조건의 냉각 상태에서 나타났으며 하한치는 진수후 경홀수 조건에서 나타났다. 이 선박의 선체 변형 상한치와 하한치의 차이는 1.5mm 미만임을 알 수 있다. 이는 앞 절에서 조사한 선박들의 선체 변형량보다 작은 값이다.

Table 6.10 Hull deflections without consideration of correction value
on each condition(d)

Bearing	Distance (m)	Dyrdock (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)
Aft S/T	1.859	0	0	0	0	0
Fwd S/T	4.757	0.613	0.46	0.463	1.041	0.967
Int. Brg	9.752	-0.236	-1.612	-0.983	0.423	0.288
M/E Brg8	14.972	-0.922	-2.25	-1.771	-0.53	-0.602
M/E Brg7	15.727	-0.828	-1.974	-1.574	-0.512	-0.546
M/E Brg6	16.577	-0.719	-1.655	-1.331	-0.481	-0.471
M/E Brg5	17.427	-0.582	-1.344	-1.084	-0.37	-0.341
M/E Brg4	18.277	-0.45	-1.06	-0.859	-0.251	-0.198
M/E Brg3	19.127	-0.311	-0.745	-0.609	-0.149	-0.076
M/E Brg2	19.977	-0.167	-0.396	-0.332	-0.087	-0.042
M/E Brg1	20.827	0	0	0	0	0

Table 6.11 Hull deflections with consideration of correction value
on each condition(d)

Bearing	Distance (m)	Correction value (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)
Aft S/T	1.859	0	0	0	0	0
Fwd S/T	4.757	-0.003	-0.153	-0.153	0.425	0.351
Int. Brg	9.752	-0.629	-1.376	-1.376	0.03	-0.105
M/E Brg8	14.972	-0.479	-1.328	-1.328	-0.087	-0.159
M/E Brg7	15.727	-0.4	-1.146	-1.146	-0.084	-0.118
M/E Brg6	16.577	-0.324	-0.936	-0.936	-0.086	-0.076
M/E Brg5	17.427	-0.26	-0.762	-0.762	-0.048	-0.019
M/E Brg4	18.277	-0.201	-0.61	-0.61	-0.002	0.051
M/E Brg3	19.127	-0.136	-0.434	-0.434	0.026	0.099
M/E Brg2	19.977	-0.064	-0.229	-0.229	0.016	0.061
M/E Brg1	20.827	0	0	0	0	0

Table 6.12 Lower and upper limits of hull deflections(d)

Bearing	Distance(m)	Light Ballast(mm)	Laden-cold(mm)
Aft S/T	1.859	0	0
Fwd S/T	4.757	-0.153	0.425
Int. Brg	9.752	-1.376	0.03
M/E Brg8	14.972	-1.328	-0.087
M/E Brg7	15.727	-1.146	-0.073
M/E Brg6	16.577	-0.936	-0.060
M/E Brg5	17.427	-0.764	-0.048
M/E Brg4	18.277	-0.579	-0.037
M/E Brg3	19.127	-0.387	-0.025
M/E Brg2	19.977	-0.194	-0.012
M/E Brg1	20.827	0	0

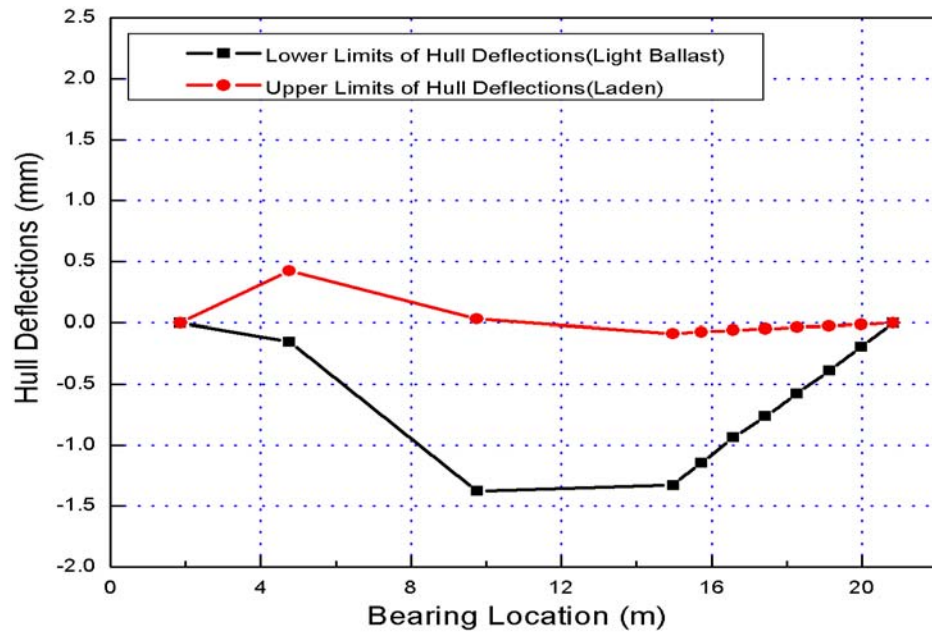


Fig.6.4 Lower and upper limits of hull deflections for 46K product/chemical carrier

6.2.5 17만 5천톤급 산적 화물선의 선체 변형 해석

Table 6.13은 베어링의 읍셋을 좌표 변환하여 구한 각 조건에서의 선체 변형 값이다. Table 6.14는 이를 수정치를 고려하여 드라이독으로부터 각 선체 조건에 따른 선체 변형량으로 정리한 결과이다. Table 6.13과 Table 6.14에 나타낸 홀수의 의미는 아래와 같다.

draft 1 : Before bearing adjustment after launching(draft ; aft:3.5)

draft 2 : After bearing adjustment after launching(draft ; aft:5.4m)

draft 3 : Normal ballast condition(draft ; aft:8.5m, fore:6.4m)

draft 4 : Heavy ballast condition(draft ; aft:11.0m, fore:6m)

Table 6.15는 메인 엔진 베어링의 값을 수정한 다음, 선체 변형량의 상한치와 하한치를 나타낸 것이며 Fig. 6.5는 Table 6.15를 그림으로 표현하였다. 이 선박의 경우 드라이독 이후 선체 변형량의 상한치는 통상적 발라스트 조건에서, 하한치는 진수후 경홀수 조건에서 발생하였다. Fig. 6.5를 보면 선체 변형량의 상한치와 하한치의 차가 1mm 이하로 다른 선박에 비해 상대적으로 작음을 알 수 있다.

Table 6.13 Hull deflections without consideration of correction value
on each condition(e)

Bearing	Distance (m)	Dyrdock (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)
Aft S/T	2.347	0	0	0	0	0
Fwd S/T	6.44	-1.15	-1.543	-1.077	-0.969	-0.86
Int. Brg	13.45	-3.366	-4.535	-3.154	-2.712	-2.491
M/E Brg8	18.849	-2.743	-4.535	-3.014	-2.256	-2.231
M/E Brg7	20.129	-2.264	-3.008	-2.508	-1.855	-1.929
M/E Brg6	21.375	-1.888	-2.491	-2.051	-1.531	-1.606
M/E Brg5	22.621	-1.559	-2.037	-1.713	-1.231	-1.216
M/E Brg4	23.867	-1.246	-1.596	-1.356	-0.913	-0.927
M/E Brg3	25.113	-0.853	-1.084	-0.914	-0.579	-0.69
M/E Brg2	26.359	-0.44	-0.559	-0.489	-0.289	-0.379
M/E Brg1	27.605	0	0	0	0	0

Table 6.14 Hull deflections with consideration of correction value
on each condition(e)

Bearing	Distance (m)	Correction value (mm)	draft1 (mm)	draft2 (mm)	draft3 (mm)	draft4 (mm)
Aft S/T	2.347	0	0	0	0	0
Fwd S/T	6.44	-0.466	-0.393	-0.393	-0.285	-0.176
Int. Brg	13.45	-1.381	-1.169	-1.169	-0.727	-0.506
M/E Brg8	18.849	-0.626	-0.897	-0.897	-0.139	-0.114
M/E Brg7	20.129	-0.5	-0.744	-0.744	-0.091	-0.165
M/E Brg6	21.375	-0.44	-0.603	-0.603	-0.083	-0.158
M/E Brg5	22.621	-0.324	-0.478	-0.478	0.004	0.019
M/E Brg4	23.867	-0.24	-0.35	-0.35	0.093	0.079
M/E Brg3	25.113	-0.17	-0.231	-0.231	0.104	-0.007
M/E Brg2	26.359	-0.07	-0.119	-0.119	0.081	-0.009
M/E Brg1	27.605	0	0	0	0	0

Table 6.15 Lower and upper limits of hull deflections(e)

Bearing	Distance(m)	After Launching(mm)	Normal Ballast(mm)
Aft S/T	2.347	0	0
Fwd S/T	6.44	-0.393	-0.285
Int. Brg	13.45	-1.169	-0.727
M/E Brg8	18.849	-0.897	-0.139
M/E Brg7	20.129	-0.762	-0.119
M/E Brg6	21.375	-0.632	-0.100
M/E Brg5	22.621	-0.502	-0.079
M/E Brg4	23.867	-0.378	-0.059
M/E Brg3	25.113	-0.248	-0.040
M/E Brg2	26.359	-0.119	-0.019
M/E Brg1	27.605	0	0

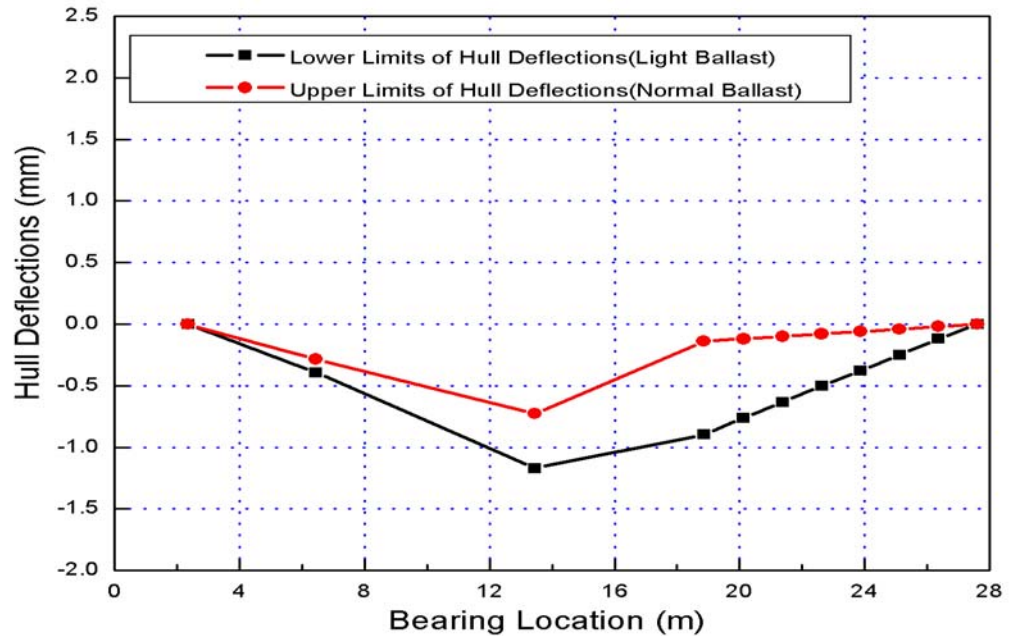


Fig. 6.5 Lower and upper limits of hull deflections for 175K bulk carrier

제 7 장 결 론

선체 변형은 선박의 건조후 베어링 읍셋에 영향을 미치는 매우 중요한 요인이다. 선체 변형에 대한 고려의 어려움으로 인하여 정렬 설계가 불충분하게 되어 베어링 수명에 중대한 영향을 미치고 있으며 최근에 축계 정렬과 관련된 손상의 횟수가 눈에 띄게 증가하고 있다. 선체변형에 대한 고려는 정렬 과정에서 가장 중요한 과제중의 하나이다. 충분한 정확성을 가지고 선체 변형을 예견하는 능력이 양호한 정렬 설계를 위해서, 그리고 결과적으로 축계 정렬에 관련된 문제의 발생을 줄이기 위해서 중요하다.

선체 변형 자료는 정렬 과정의 설계 단계에서 발라스트, 만재 조건 그리고 모든 운항 조건에서의 수용 가능한 베어링 반력을 보장할 수 있는 베어링 읍셋을 설정하기 위하여 필요하다. 이러한 선체 변형은 해석적인 방법이나 측정 결과의 분석으로 예상할 수 있다. 해석적인 방법은 많은 시간과 비용을 필요로 한다. 또한 유한요소법에 의한 모델링은 번잡한 절차가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 해석적인 방법의 시간과 비용의 비효율성을 고려하여 축계의 굽힘모멘트를 측정해 선체 변형을 분석하는 방법을 채택하였다. 이 연구에서 얻어진 선체 변형에 대한 정보는 앞으로 유사한 선박이나 동일한 선박의 축계 정렬 설계시 사용될 수 있을 것으로 사료되며 본 연구에서 얻어진 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 스트레인 게이지법과 잭업법에 의해 측정된 축의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용하여 베어링의 읍셋을 구하고 이로부터 축계 정렬에 필요한 선체 변형값을 구하는 방법을 제시하였다.

(2) 유한요소법으로 구한 선체 변형값과 측정 데이터를 이용하여 역으로 구한 선체 변형값의 차이를 비교한 결과 양자의 차이가 작고 같은 경향을 가지고 있어 측정 데이터를 이용하여 구한 값의 신뢰성과 실용성을 확인할 수 있었다.

(3) 일반적으로 최후부 메인 엔진 베어링은 엔진 아래에 위치한 윤활유 탱크의 열팽창과 선체 변형을 고려하여 베어링 최종 조정시 베어링 반력이 무부하가 되도록 조정한다. 그러나 본 연구 결과에 의하면 15만톤급 이상의 유조선의 경우에는 기존 방

법으로 적절하나 10만톤급 이하의 유조선이나 산적 화물선의 경우 베어링 최종 조정 후에 적절한 부하가 걸리도록 하는 것이 운항중 양호한 베어링 부하를 가지게 됨을 확인하였다.

(4) 32만톤급 유조선과 17만5천톤급 산적 화물선의 경우 진수 전후의 베어링 읍셋에 거의 변화가 없었다. 따라서 현재 축계 정렬 작업을 최종적으로 진수 후에 수행하고 있으나 이와 같은 선박의 경우 드라이독 상태에서 모든 축계 정렬 작업을 수행하더라도 문제가 없을 것으로 사료된다.

(5) 산적 화물선의 경우 드라이독 상태로부터 다양한 상태의 운항 조건으로 변하더라도 베어링 읍셋에는 거의 변화가 없었다. 또한, 유조선에 비해 선체 크기가 크다 하더라도 상대적으로 작은 선체 변형이 일어남을 확인하였다. 따라서 산적 화물선의 축계 정렬 계산시 선체 변형을 고려하지 않더라도 선체 변형으로 인한 축계 손상은 없을 것으로 판단된다.

(6) 유조선의 경우 선박의 크기가 클수록 선박의 적하 상태가 변함에 따라 큰 선체 변형이 일어남을 알 수 있었으며 선박의 적하 상태에 따라 선체 변형이 어느 정도 있기 때문에 축계 정렬 계산시 선체 변형을 고려하여 계산하는 것이 선체 변형으로 인한 축계 손상을 미연에 방지할 수 있다.

본 연구에서 제공한 각 선박의 선체 변형량을 축계 정렬 계산시 유사 선박이나 동일한 선박에 적용한다면 선체 변형으로 인한 축계 사고를 줄일 수 있을 것으로 생각된다. 또한, 선체 변형량을 드라이독을 기준으로 제시했기 때문에 축계 정렬 작업을 드라이독에서 최종적으로 수행한다면 선박 건조 공정을 줄일 수 있다. 이 논문에서는 다섯 척의 선박에 대해서만 연구가 이루어졌으나 앞으로 더 많은 종류와 크기의 선박에 대해 본 연구에서 제시한 방법으로 선체 변형을 분석하고 선체 변형값을 데이터화하여 수식화 할 수 있다면 선체 변형으로 인한 축계 손상을 방지하는데 크게 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- [1] Rudolph Michel, "A Quarter Century of Propulsion Shafting Design Practice and Operating Experience in the U.S. Navy" Naval Engineers Journal, 1959/2, p. 153.
- [2] Anderson H. C. et al., "Considerations in the Design of Marine Propulsion System", SNAME, Vol. 67, 1959.
- [3] Anderson H. C., Zrodowski, J. J., et al. "Co-ordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion gear, and Turbines" SNAME, Trans. 67(1959), pp. 449-523.
- [4] Lehr W.E., et al., "Considerations in the Design of Marine Propulsion Shaft System", SNAME, Vol. 69, 1961. p. 555.
- [5] Graeme Mann, "Design of Propulsion Shaft Systems Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, 1964/12, p. 851.
- [6] Graeme Mann, "Analysis of Shafting Problems Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, 1965/2, p. 117.
- [7] Graeme Mann, "Shipyards Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, 1965/8, p. 651.
- [8] Rolf Kvamsdal, "Shaft Alignment Part 1", European Shipbuilding, 1961, p. 12.
- [9] Rolf Kvamsdal, "Shaft Alignment Part 2", European Shipbuilding, 1969, p. 20.
- [10] Wilkin T.A., et al., "Some Theoretical and Practical Aspects of Shaft Alignment", IMAS 73, Group 9.
- [11] Mott I. K., et al., "Design Aspects of Marine Propulsion Shafting Systems", Inst. Mar. Engrs. Trans. Vol. 79. 1967/6, p. 177.
- [12] Svenson G., et al., "Computer Program NV 540 Shaft Alignment User's Manual, Preliminary Version", 1975/10, Det Norske Veritas Report 75-226.
- [13] Doikos A., "Study of Strength and Alignment of a Marine Shafting System,"

- Diploma Thesis, National Technical University of Athens, Greece, May 1979.
- [14] Larson, O. G., "Some Considerations on Marine Shafting Design," The Institute of Marine Engineers, Vol. 91, Conference No., 4, Paper C30, May 1979.
 - [15] L. Collin, J. Stenfenson, H. Sakai, "Alignment Model for Shafting Systems of Diesel Engine Plant", 13th International Congress on Combustions Engines, CIMAC, 1979.
 - [16] 신상훈, 정주모, 최익홍, "선박추진축 선미 베어링 압력 분포 해석", Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, Gyeongju, 30 Oct. 2003.
 - [17] 강동춘, 박건우, 김경호, "초대형 컨테이너선의 축계 정렬 계산 사례 소개", 대한조선학회 특별 논문집, 2005년 6월, pp. 138-143.
 - [18] Iwao Sugimoto, "Development of the Criteria for Crankshaft Alignment in Large 2-Stroke Marine Diesel Engines", International Council On Combustion Engines, CIMAC, Congress 2001, Hamburg. pp. 784-795.
 - [19] Class NK 技術セミナー, "軸系アライメント計算におけるクランク軸の剛性及び等価軸徑について", ヌリンエンジニア, 2003, 1, pp. 19-25.
 - [20] 白木 大輔, "軸系アライメント計算の高精度化について", Class NK 研究発表講演集, 2003, pp. 1-16.
 - [21] 김광석, 연정흠, 강중규, 허주호, "추진축계 정렬해석에서 엔진내부 축 모델에 관한 연구, 대한조선학회 특별 논문집, 2005년 6월, pp. 206-210.
 - [22] Ronald T. Bradshaw, "The Optimun Alignment of Marine Shafting", Marine Technology, 1974, p. 260.
 - [23] Vassilopoulos, L., "Constraint Equations for Optimum Shaft Alignment Problems," The Institute of Marine Engineers, Vol. 91, Conference No. 4, Paper C33, May 1979.
 - [24] Zissimos Mourelatos and Panos Papalambros, "A Mathematical Model for

- Optimal Strengthen and Alignment of a Marine Shafting System", Journal of Ship Research, Vol. 29, No. 3, Sept. 1985, pp. 212-222.
- [25] 小野豊明, 浅井柳三, プロペラ軸系最適アライメント計算, 三菱重工業技報, vol 11, No. 5, 1974. 9, pp. 101~105.
- [26] Davor Sverko, "Design Concerns in Propulsion Shafting Alignment", Proceedings of the ICMES Conference 2003, Helsinki, May 2003.
- [27] Davor Sverko, "Shaft Alignment Optimization with Genetic Algorithms", SNAME Propellers and Shafting 2003 Symposium, Virginia Beach, October 2003.
- [28] Holger Mumm, "The Need for a More Considered Design Approach to Engine-Hull Interaction" Germanischer Lloyd, Ship Propulsion Systems 2002.
- [29] Payer H. G., "Technological and Economic Implications of Mega-Container Carriers, SNAME, Oriando 2001.
- [30] Muirhead, B., "Rigid Shafting and Flexible Hull", The Motor Shop, October 2000.
- [31] 신장룡, 허주호, "선체 변형이 추진축계에 미치는 영향" 대학조선학회, 추계학술대회 논문집, 2002, pp. 428-431.
- [32] 신장룡, 허기선, 허주호 "추진축계에 대한 VLCC 선체변형의 영향 평가", 대한조선학회, 선박설계 연구회 논문집, 2002, pp. 177-182.
- [33] Davor Sverko, "Hull Deflections Shaft Alignment Interaction, a Case Study", Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, Tokyo, October 24th to 28th, 2005.
- [34] Davor Sverko, "Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment", SMTC&E; October 2005 - Houston.
- [35] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, "A Study on Hull Deflection and Shaft Alignment Interaction in VLCC", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.29, No.7, pp. 785~794, 2005(ISSN 1226-9549).

- [36] 이용진, 김의간, 살물선 축계의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용한 선체 변형 해석, 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집, 2005, pp. 5-6.
- [37] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, "A Study on Hull Deflection and Shaft Alignment Interaction in Oil Carrier", International Symposium on Marine Engineering(ISMT) 2005(ISMT-CE-TS05), pp. 12-21.
- [38] DnV, "Calculation of Shafts in Marine Applications" Classification Notes, No. 41.4, May 2002.
- [39] V. M. Kozousek and P. G. Davies, "Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment", LR Technical Association: Paper No. 5, Session 1999-2000.
- [40] American Bureau of Shipping, "Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment", April 2004.
- [41] 전효중, 이종원, "마트릭스계산에 의한 추진기축계배치의 계산에 관한 연구", 한국해양대학교 논문집 제13권, 1978년 3월.
- [42] 문덕홍, 전효중, "삼연모먼트정리의 매트릭스계산에 의한 박용추진축계 배치계산에 관한 연구", 한국기관학회지 第5卷 第1號, 1981.
- [43] 전효중, 박진길, 최재성, "유한요소법에 의한 박용기관축계장치의 최적배치에 관한 연구" 한국박용기관학회지, 제2권 1호, 1978.
- [44] Perry C.C. and Lissner, H.R., "The Strain Gauge Primer", McGraw-Hill, New York, 1962.
- [45] Kvamsdal, R. "Shaft Alignment Control by Means of the Strain Gauge(Bending Moment) Technique", Det Norske Veritas, Research Dept. Report 68-19-M(1968), pp. 11.
- [46] Forrest, A.W. and Labasky, R.F., "Shaft Alignment Using Strain Gages", Marine Technology, Vol. 18. No.3. July 1981, pp. 276-284.
- [47] M. N. Keshava Rao and M.V. Dharaneepathy, "Computer-Aided Alignment of Ship Propulsion Shafts by Strain Gage Methods", Marine Technology, Vol. 28. No. 2. March 1991, pp. 84-90.

- [48] Grant. R.B, "Shaft Alignment Methods with Strain Gages and Load Cells", Marine Technology, Vol. 17. No.1. January 1980, pp. 8-15.
- [49] K.S. Kim, W.S. Jang, "A Study on Shaft Alignment of the Rotating Machinery by Using Strain Gages", Journal of the Korean Society of Precision Engineering Marine Technology, Vol. 18. No.5. May 2002.
- [50] 김광석, 권용진, 강중규, 옥류관, 권순창, "스트레인 제이지를 이용한 선박 추진 축계 베어링 반력 계측 시스템 개발", 대학조선학회, 추계학술대회 논문집, 2002, pp. 413-416.
- [51] 서 용석, 권 혁, 김 기정, 이 동연, "Strain Gage를 이용한 축계 Alignment 시스템 개발" 삼성중공업, 2000 .
- [52] 전효중, "동력 전달 장치" 1986, 태화 출판사, pp. 283-284.
- [53] MAN B&W, "Bearing Load Measurement by Jacking Up", ID No. 0742884-5, 1998.
- [54] Wärtsilä Sulzer, "Engine Alignment", Technical Circular to Licensees 7354, Aug. 2002.
- [55] 김규창, 김준기, "대형 VLCC선의 최적 축계정렬해석 연구", 대한조선학회 특별 논문집, 2005년 6월.
- [56] J. H. Holland, "Adaptation in Natural and Artificial Systems", The University of Michigan Press, Michigan, 1975.
- [57] Okada, T. and Neki, I. (1992): "Utilization of Genetic Algorithm for Optimizing the Design of Ship Hull Structures", J.S.N.A. Japan, 171: 43-55.
- [58] Rahman, M.K. and Caldwell, J.B (1995): "Ship Structures: Improvement by Rational Design Optimization", Int. Shipbuilding Progr., 42, 429: 61-102.
- [59] 진강규, 유전알고리즘과 그 응용, 교우사, 2004.
- [60] Novkovic, S. and Sverko D. (1997), "'Genetic Waste' and the Role of Diversity in Genetic Algorithm Simulations", Proceedings of the Second Workshop on Economics with Heterogeneous Interacting Agents, Ancona,

May 30–31.

- [61] Novkovic, S. and Sverko D. (1998): "The Minimal Deceptive Problem Revisited: The Role of 'Genetic waste' ", Computers and Operations Research, 25, 11: 895–911.
- [62] Novkovic, S. and Sverko D. (2003): 'A Genetic Algorithm with Self-Generated Random Parameters", Journal of Computing and Information Technology, 11, 4:271–283.